S17-143

Tome XIV. — N° 1. REVUE MENSUELLE 31 Janvier 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

BIBLIOTHÈQUE NATIONALE R.F. IMPRIMÉS

DÉPÔT LÉGAL SAÔNE-ET-LOIRE N° 28 1904

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C. ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRULL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'Ecole centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 31 JANVIER 1904

Note à propos du travail de M. Alliévi, par M. A. Rateau, professeur à l'École des Mines de Paris, p. 5.

Théorie générale du mouvement varié de l'eau dans les tuyaux de conduite, par M. E. Alliévi, p. 10.

Procédé et machines au jet de sable, par M. G. Franche, p. 23.

Les turbines à vapeur et l'avenir des moteurs thermiques, d'après M. Stodola, professeur à l'École Polytechnique de Zurich (*suite*), p. 41.

Chronique (G. R.). Tour revolver *Bullard*, p. 52; Les épurateurs d'eau d'alimentation pour chaudières, d'après MM. *Stromeyer et Baron*, p. 57 ; Instruction pour le contrôle du traitement chimique, p. 72.

Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Moteurs thermiques, p. 74.

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, quai des Grands-Augustins, 49

TÉLÉPHONE 147.92

1904

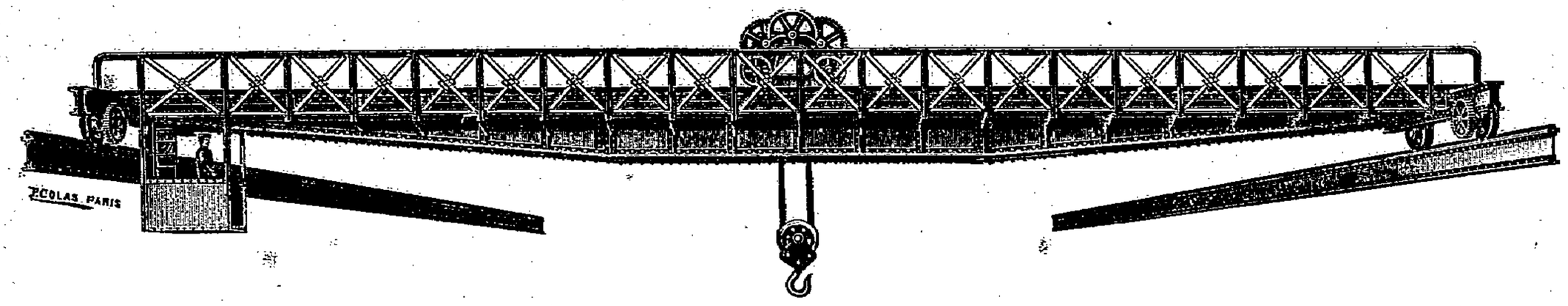
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

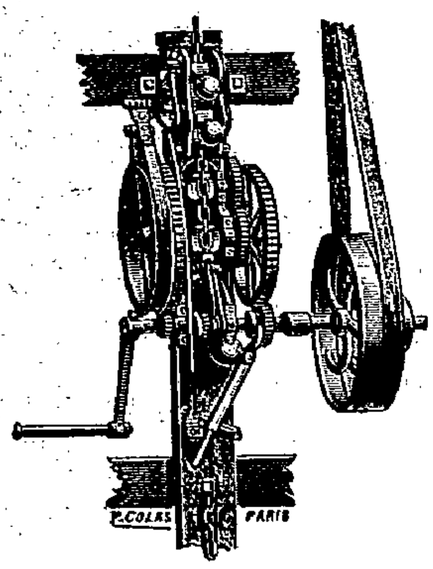
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16





PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

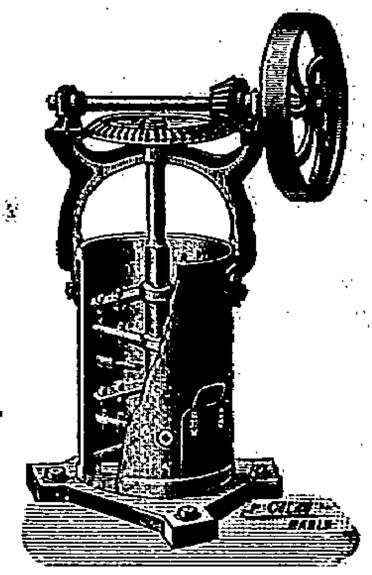
de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

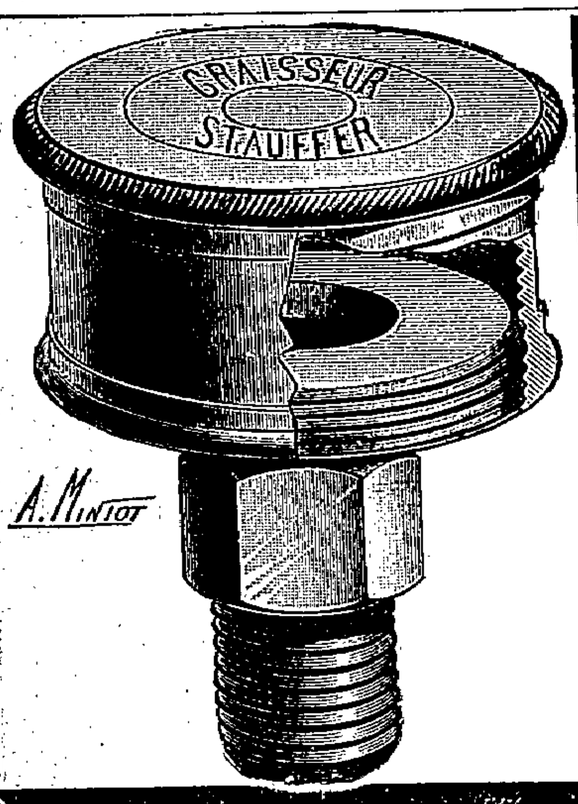
à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs



TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.



GRAISSEUR "STAUFFER"

Application universelle. — Économie 90 °/₀. — Propreté.

GRAISSES CONSISTANTES

GRAISSEURS "AUTOMATE"

SYSTÈME WANNER ET SYSTÈME BLANC

COMPTE-GOUTTES PERFECTIONNÉ

à débit visible et réglable à volonté

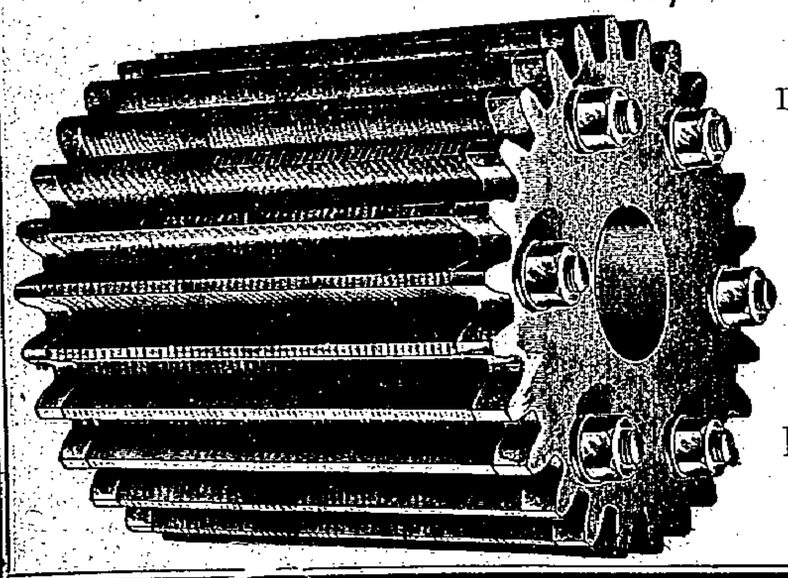
EXIGER LA MARQUE

WANNER & Co 67, Avenue de la République PARIS (XI)

Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898.
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-80.

BIBLIOTHÈQUE NATIONALE R.F. IMPRIMÉS

REVUE DE MÉCANIQUE

ANNÉE 1904

PREMIER SEMESTRE

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS

BIBLIOTHÈQUE NATIONALE R.F.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut

Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C. ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Édouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRÜLL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'École polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'École centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'École des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

TOME QUATORZIÈME

ANNÉE 1904

PREMIER SEMESTRE

PARIS

Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR

49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

1904

NOTE

A PROPOS DU TRAVAIL DE M. ALLIÉVI :

Sur la théorie générale du mouvement varié de l'eau dans les tuyaux de conduite

Par M. **A. Rateau**, professeur à l'École des Mines de Paris.

Le travail ci-après de M. l'ingénieur Alliévi, sur « la théorie générale du mouvement varié de l'eau dans les tuyaux de conduite » satisfera pleinement ceux qui aiment les discussions mathématiques menées le plus rigoureusement possible. Avec une habileté d'analyste remarquable, l'auteur pénètre les secrets des perturbations hydrodynamiques (que nous appelons communément « coups de bélier ») dans les colonnes liquides en mouvement. Parmi ses conclusions, il m'est agréable de constater que quelques-unes s'accordent bien avec celles que j'ai obtenues moi-même dans l'étude que je rappellerai plus loin.

Cette question des coups de bélier s'offre très souvent à l'examen de l'ingénieur, chaque fois que l'on ferme brusquement une vanne (ou un robinet) sur une conduite un peu longue. Elle est devenue essentielle pour l'installation des turbines hydrauliques dans le cas des hautes chutes qui comportent toujours l'emploi d'une conduite fermée relativement longue avant l'appareil d'utilisation. Il n'est pas rare que les coups de bélier aient occasionné la rupture des conduites, et, en tout cas, ils troublaient profondément le réglage de la vitesse des turbines avant que l'on ait su s'en garantir.

Bien que les funestes effets des coups de bélier soient connus depuis longtemps, ce n'est que tout récemment que leur étude théorique a été abordée. La raison en est, sans doute, que cette étude est au nombre des plus difficiles que l'on rencontre en mécanique appliquée. Les équations différentielles dont dépend la solution du problème ne peuvent se résoudre en termes finis, et, dès lors, il faut se borner à des approximations en négligeant certains termes. Toute l'habileté de l'analyste consiste à faire un choix judicieux des choses qu'il néglige.

Il en est d'ailleurs, ici, comme pour la plupart des questions de mécanique. Ne pouvant suivre avec notre appareil mathématique imparfait tous les détails réels des phénomènes physiques, nous sommes obligés de n'envisager que leur partie principale et il est généralement difficile de se rendre compte *a priori* de l'influence plus ou moins grande sur le résultat des choses que l'on a négligées. Tel terme, en apparence insignifiant, dans une équation différentielle, que l'on supprime pour faciliter la solution ou la rendre mathématiquement possible, peut parfois altérer profondément cette solution. Aussi, en mécanique appliquée, convient-il de n'adopter une théorie qu'après la vérification par l'expérience des résultats qu'elle donne, vérification qui justifie, dans une certaine mesure, les hypothèses faites pour l'établir.

Notre problème des coups de bélier est, par sa complexité, l'un de ceux où l'on est conduit à négliger beaucoup de choses de détail. Les formules que l'on déduit des théories donnent peut-être un degré d'approximation qui n'est pas moindre que celui d'autres formules d'emploi courant dans la mécanique appliquée. Toutefois il serait bien utile

d'appuyer ces théories par des expériences systématiques, lesquelles ne seraient d'ailleurs ni compliquées ni difficiles à exécuter pour quelqu'un qui aurait un moment à sa disposition l'une des nombreuses conduites d'eau forcée qui existent maintenant dans les montagnes. Mais ces expériences sont encore à faire. Jusque-là il convient, à mon avis, de n'accepter les formules théoriques que sous bénéfice d'inventaire.

Quoi qu'il en soit, les théories actuelles semblent, autant qu'on en peut juger en l'absence d'expériences précises, assez bien d'accord avec les faits principaux, du moins pour une première approximation.

L'un de ces faits principaux est que, dans la plupart des cas, les coups de bélier revêtent le caractère oscillatoire avec propagation le long de la conduite en ondes allant en s'éteignant depuis l'origine de la perturbation. Cet effet est occasionné simultanément par l'élasticité du tuyau de conduite et par la compressibilité du liquide qui, quoique faible, joue néanmoins un rôle très important dans ces phénomènes.

Ce caractère oscillatoire était connu. Il a été mis théoriquement en évidence, pour la première fois pensons-nous, par M. Michaud, Directeur des Ateliers de constructions mécaniques de Vevey, qui a donné une valeur de la période de l'oscillation.

J'ai été conduit de mon côté à reprendre cette question à propos de mes études sur les turbines hydrauliques et sur leur réglage. Mes recherches théoriques ont été publiées dans cette Revue même, il y a un peu plus de trois ans (n° de mai 1900). Qu'il me soit permis de rappeler les principaux résultats obtenus, afin de les comparer à ceux qu'on lira dans le beau mémoire de M. Alliévi.

En ce qui concerne la période d'oscillation de la pression (lorsque le coup de bélier est oscillatoire), j'ai trouvé une valeur qui concorde avec celle de M. Michaud quand l'orifice d'écoulement se ferme complètement ; et j'ai, de plus, démontré que les oscillations de la pression sont rapidement amorties quand l'orifice reste ouvert, non seulement à cause des résistances de frottement mais surtout par le fait même que l'écoulement par l'orifice continue. Une valeur approchée de la surpression autour de laquelle l'oscillation a lieu est donnée par $\frac{H}{a}$, où H est la hauteur de charge initiale et a un coefficient égal à :

$$a = \frac{gHT}{Lv_0} - \frac{1}{2},$$

T étant la durée de fermeture de la vanne (s'effectuant uniformément), L la longueur de la conduite et v_0 la vitesse initiale de l'eau dans cette conduite. Puis, je suis parvenu à résoudre, au moins avec une approximation qui est probablement suffisante pour presque tous les cas de la pratique, l'équation différentielle générale de façon à étendre les résultats au cas d'un tampon élastique constitué par un réservoir d'air. La période est, dans ce cas, considérablement allongée — en raison inverse de la racine carrée de la « longueur réduite » l du tampon élastique — tandis que le maximum de la pression du coup de bélier, au lieu d'être atténué, peut au contraire être augmenté par l'effet du réservoir d'air jusqu'à près du double de $\frac{H}{a}$.

Mon analyse se fonde sur *l'hypothèse que la colonne liquide se meut tout d'une pièce*, en sorte qu'une variation de pression en un point se répercute instantanément dans toute la masse. Cela n'est évidemment pas exact car les perturbations se propagent le long de la colonne liquide avec une vitesse qui, quoique grande (M. Alliévi démontre qu'elle est en pratique voisine de 1.000 mètres par seconde dans les tuyaux en fer et en fonte), doit cependant jouer un rôle important, d'autant moins important, il est vrai, que la période des coups de bélier est plus longue. Comme c'était surtout l'étude de l'influence des réser-

voirs d'air que j'avais eu primitivement en vue, je n'ai pas poussé plus loin mon analyse et n'ai ainsi pas tenu compte de la propagation des ondes. L'hypothèse qui m'a servi n'est d'ailleurs pas si éloignée de la vérité qu'il peut sembler, même dans le cas où il n'y a pas de réservoir d'air ; M. Alliévi démontre, en effet, que, dans le cas où la vanne se ferme ou s'ouvre suivant une loi linéaire, les variations de la vitesse du liquide sont les mêmes tout le long du tuyau, en sorte que les choses se passent bien, au moins dans ce cas, comme si toute la colonne liquide ne formait qu'un bloc.

M. Alliévi, au contraire, fonde sa théorie sur le fait de la propagation des ondes de pression et de dépression le long du tuyau. Il pose, comme nous, les deux équations différentielles du problème, d'après le principe des forces vives et d'après la continuité de la masse liquide ; mais, au lieu de les appliquer à la colonne entière, il ne considère d'abord qu'une tranche différentielle. Dès lors, la vitesse de propagation des ondes, qu'il désigne par a, est mise en évidence et il en donne l'expression. Ce paramètre a joue dans sa théorie un rôle analogue au paramètre l dans la nôtre. Suivant l'objet qu'on a en vue, c'est l'un ou l'autre qui présente le plus de commodité. Il y a d'ailleurs entre ces paramètres (en l'absence de réservoir d'air) la relation simple suivante :

$$la^2 = g\mathrm{LH},$$

à la condition de donner aux coefficients a_1 et a_2 que j'ai introduits dans la formule de l (formule 141 de mon mémoire) les valeurs 1 et 2, respectivement, de manière à évaluer pareillement l'élasticité de l'eau et celle de la paroi du tuyau. Cette relation simple permet de passer aisément des résultats donnés par M. Alliévi à ceux que nous avions trouvés. Il faut remarquer toutefois que M. Alliévi distingue deux phases dans la succession des phénomènes du coup de bélier depuis l'origine de la perturbation ; la première dure le temps $\frac{2\mathrm{L}}{a}$ que met la première onde à parcourir le tuyau et à revenir à son point initial.

Voyons rapidement les principaux résultats :

Maximum de pression. M. Alliévi trouve que la pression totale maximum Z du coup de bélier (rapportée à la pression initiale prise pour unité) est donnée par la plus grande racine de l'équation du deuxième degré suivante :

$$Z^2 - (2 + n^2)\, Z + 1 = 0,$$

où $n = \frac{\mathrm{L}v_0}{g\mathrm{HT}}$, c'est-à-dire est lié à notre coefficient a par la relation simple :

$$a = \frac{1}{n} - \frac{1}{2}.$$

D'autre part, ma formule donne pour pression maximum moyenne :

$$Z = 1 + \frac{1}{a} = \frac{2 + n}{2 - n},$$

qui est, en effet, ainsi que l'a remarqué M. Alliévi, une valeur approchée de la plus grande des racines de l'équation précédente quand $n < 1$; or, en fait, n doit être toujours beaucoup plus petit que 1, sans quoi l'on aurait à faire *à des coups de bélier formidables qu'il est impossible d'admettre en pratique* et qui ne peuvent se présenter que dans le cas de fausses manœuvres des vannes.

Période des oscillations. — La période des oscillations est une quantité facile à

mesurer expérimentalement. Elle constitue donc un excellent critérium pour vérifier les théories. D'après M. Alliévi, pour un tuyau sans réservoir d'air cette période est égale au double $\frac{4L}{a}$ du temps que met l'onde à parcourir la conduite aller et retour comme cela a lieu avec les tuyaux sonores ouverts à une extrémité. La théorie de M. Alliévi n'est en effet pas autre chose que la théorie des tuyaux sonores à parois élastiques.

La période à laquelle conduit mon mode de calcul est notablement différente ; elle est égale à $2\pi \frac{L}{a}$, en admettant que le paramètre l (longueur réduite de la partie élastique) soit calculé avec les mêmes coefficients que la vitesse de propagation a. Le rapport entre la période telle que je la trouve et celle de M. Alliévi est donc égal à $\frac{\pi}{2}$, et même plus grand encore que $\frac{\pi}{2}$ si on tient compte de ce que le paramètre l doit être, à mon avis, calculé avec un coefficient $\frac{a_2}{2}$ plus petit que l'unité.

La valeur de la période que j'ai donnée est assurément à peu près correcte pour le cas où il y a un réservoir d'air. C'est, en effet, ce que semblent prouver les quelques observations que l'on a pu faire jusqu'à présent. Mais il n'en est pas de même lorsqu'il n'y a pas de réservoir d'air ; la question doit alors être envisagée plutôt sous le point de vue de M. Alliévi que sous le mien. Les quelques observations qui m'ont été communiquées par différents ingénieurs et notamment par M. Michaud, montrent que la période réelle ne concorde ni avec la valeur de M. Alliévi, ni avec la mienne ; elle est généralement plus longue que celle qui se calcule par la formule de M. Alliévi. Cela peut être attribué soit à ce que cette formule néglige l'influence du frottement du liquide dans le tuyau, soit plutôt à ce que le coefficient de l'élasticité de l'eau que l'on emploie pour le calcul ne tient pas compte du supplément de compressibilité qui est occasionné par la quantité plus ou moins grande d'air dissoute dans l'eau.

Force vive du jet. — Au cours de son travail, M. Alliévi étudie la force vive du jet d'eau livré par la conduite, et il trouve que, *dans les premiers moments* de la fermeture de la vanne, cette force vive peut aller en augmentant au lieu de diminuer, parce qu'alors l'accroissement de la vitesse du jet dû au coup de bélier compense et au delà la réduction du débit. En d'autres termes, la force vive du jet, dans ce cas, passe par un maximum avant de décroître, et ce maximum peut aller jusqu'à être de 22 p. 100 plus élevé que la force vive initiale. La condition pour qu'il en soit ainsi est simple, c'est :

$$v_0 > \frac{gH}{a},$$

H étant la hauteur de charge initiale, et v_0 la vitesse de l'eau dans la conduite au commencement de la fermeture.

On saisit immédiatement l'importance de ce fait au point de vue du réglage des turbines.

Réservoirs d'air. — L'expérience a prouvé que les réservoirs d'air sur lesquels on fondait d'abord l'espoir d'atténuer les coups de bélier pendant les périodes de réglage des turbines peuvent, au contraire, sous certaines conditions, exagérer beaucoup les pressions dues à ces coups de bélier, en sorte qu'aujourd'hui on a complètement renoncé à leur emploi, d'autant mieux qu'on a trouvé une solution plus simple, consistant à empêcher le coup de bélier positif par l'ouverture automatique d'un orifice de décharge qui compense la fermeture de la vanne de réglage ; l'orifice auxiliaire se referme ensuite de lui-même

avec une vitesse suffisamment lente pour que la pression du coup de bélier ne s'élève qu'à une petite fraction de la hauteur de charge normale.

Néanmoins l'étude de l'action des réservoirs est toujours intéressante en elle-même. M. Alliévi s'y livre dans le dernier chapitre de son travail. Sans résoudre effectivement les équations différentielles dont dépend la solution, ce qui est d'ailleurs impossible en termes finis, il trouve par la discussion de cette équation les principaux effets du réservoir d'air, qui sont, d'une part, d'allonger la période d'oscillation, c'est-à-dire de retarder le coup de bélier, et, d'autre part, d'augmenter le maximum de pression lors de la première onde du coup de bélier.

La solution approximative que j'ai trouvée en termes finis (laquelle s'applique même au cas où il n'y a pas de réservoir d'air pourvu que la vitesse initiale v_0 de l'eau dans la conduite soit notablement plus petite que 0,04 H) donne la période et la valeur du maximum (formule 162).

M. Alliévi indique que les réservoirs d'air ne doivent être appliqués que lorsque les durées d'ouverture ou de fermeture des vannes sont plus petites que $\frac{2L}{a}$, temps que met l'onde à parcourir le tuyau de conduite, aller et retour. En pratique, les durées de fermeture des vannes des turbines sont toujours plus grandes que cette valeur $\frac{2L}{a}$. Il est plutôt à présumer que ce n'est pas la relation entre la durée de fermeture ou d'ouverture des vannes et celle de la propagation des ondes dans la conduite qu'il y a lieu de considérer ici, mais celle qui peut exister entre cette durée et la période d'oscillation due à l'effet du réservoir d'air. Lorsque, en effet, les mouvements des vannes sont synchrones ou à peu près synchrones des oscillations naturelles du réservoir, ou bien lorsque leur durée est dans un rapport simple avec la période d'oscillation, le phénomène bien connu de la *résonnance* se produit, exagérant énormément les oscillations pendulaires de la pression dans le réservoir. C'est cette résonnance possible avec des mouvements rythmiques des vannes qui, à mon avis, rend si dangereux les réservoirs à air.

Sans entrer dans plus de détails, on voit que la théorie des coups de bélier est maintenant assez bien établie dans ses grandes lignes pour qu'elle puisse rendre des services aux ingénieurs qui ont à compter avec ces phénomènes gênants. Il est à souhaiter que cette théorie soit au plus tôt soumise au contrôle de l'expérience. On pourra songer alors à la perfectionner sur les points où elle ne s'accordera pas avec la réalité des faits.

THÉORIE GÉNÉRALE DU MOUVEMENT VARIÉ DE L'EAU

DANS LES TUYAUX DE CONDUITE

Par M. **E. Allievi.**

Préface.

Le problème du mouvement varié de l'eau dans les tuyaux de conduite n'avait pas été, jusqu'à ces dernières années, l'objet de recherches systématiques, les traités d'hydraulique se bornant en général à des déductions et développement des formules bien connues de l'écoulement permanent.

On y consacrait assurément quelques lignes au plus grave des phénomènes de mouvement varié, désigné depuis longtemps sous le nom de coup de bélier, mais en l'absence d'une théorie acceptable, les règles et précautions pour maîtriser cette sorte de phénomènes, assez souvent dangereuse, étaient restées du ressort du pur empirisme.

Dans une note de M. le général Menabrea[1] et dans une autre note de M. A. Castigliano[2], l'on trouve discuté le problème de l'effort auquel on doit supposer assujetti un tuyau de longueur quelconque afin que le travail de sa dilatation élastique et de la compression élastique de la colonne liquide puisse absorber une quantité d'énergie donnée, par exemple la force vive de la même colonne liquide supposée en mouvement avec une vitesse donnée.

Mais cette façon de poser le problème ne peut évidemment s'appliquer aux phénomènes dont il s'agit qu'en les supposant instantanés et uniformes le long du tuyau, hypothèse qui est absolument trop loin de la vérité.

Les nombreuses installations hydrauliques pour force motrice utilisant des hautes chutes au moyen de tuyaux en tôle qui amènent l'eau avec des vitesses notables (la vitesse de 2 mètres prescrite comme maximum dans les manuels est maintenant souvent dépassée, et les vitesses de 3 mètres et au delà ne sont pas si rares) ont donné dans ces dernières années une plus grande importance à ce problème, qui, à différents points de vue (et surtout celui de l'emploi de réservoirs d'air) et d'après différentes hypothèses simplificatives plus ou moins justifiables, a formé l'objet de plusieurs monographies techniques.

Ces recherches ont été récemment résumées et développées par M. le prof. A. Rateau dans son important *Traité des turbo-machines*[3], auquel je renvoie le lecteur qui désirerait comparer les résultats obtenus par ces méthodes avec ceux qui découlent de la méthode rigoureuse suivie dans le présent Mémoire.

C'est en partant des équations différentielles qui définissent cette classe de phénomènes que j'ai été amené à reconnaître (ce qui, en un certain sens, est même intuitif) que leurs lois se rattachent directement à celles des phénomènes de vibration, et c'est de ce point de vue nouveau que découlent des méthodes aussi simples que rigoureuses pour la solution des problèmes techniques du mouvement varié[4].

1. Compt. rend. Acad. des Sciences, 1858.
2. Atti Accad. delle Scienze di Torino, 1871.
3. Dunod, 1900.
4. Ce travail a été publié pour la première fois dans les *Annali della Società degli Ingegneri ed architetti*

CHAPITRE Ier

Formules générales.

§ 1. — *Équations différentielles du mouvement varié.*

Soit un tuyau cylindrique horizontal dont le diamètre et l'épaisseur sont constants et la longueur quelconque, qui est alimenté par un réservoir d'extrémité de façon à réaliser les conditions de régime permanent, c'est-à-dire que l'écoulement de l'eau y ait lieu à vitesse et pression constantes.

Je suppose maintenant que dans une ou plusieurs sections du tuyau, les conditions d'écoulement soient dérangées de façon à produire une variation brusque de vitesse ainsi que de pression. Ces variations se propagent rapidement le long du tuyau en donnant lieu aux phénomènes hydrodynamiques du mouvement varié dont l'étude est l'objet de ce Mémoire.

Je désigne par :

r, d, e le rayon, le diamètre et l'épaisseur du tuyau ;
E le module d'élasticité de la matière dont le tuyau est formé ;
ε, ω le module de compressibilité et le poids spécifique du liquide ;
v_0, p_0 les valeurs constantes de la vitesse et de la pression de régime ;
v, p les valeurs variables de la vitesse et de la pression dans une section quelconque à un moment quelconque ;
y, y_0 les hauteurs de charge correspondantes aux pressions p et p_0, de sorte que l'on a :

$$p = \omega y \qquad\qquad p_0 = \omega y_0.$$

En prenant l'axe du tuyau comme axe d'abscisses x dont le sens positif est contraire au sens positif de v, et dans l'hypothèse ordinaire que les conditions hydrodynamiques soient à chaque instant identiques pour tous les éléments d'une même tranche liquide normale à l'axe du tuyau (hypothèse du mouvement par tranches parallèles), je vais former les deux équations différentielles du mouvement varié.

Une première équation nous est donnée par le principe des forces vives, d'après lequel, *en négligeant le travail des résistances de frottement liquide*, l'accélération d'une tranche liquide d'abscisse x et épaisseur ∂x est égale à la différence de pression sur ses deux faces, c'est-à-dire :

$$\frac{\omega \pi r^2 \partial x}{g}\left(\frac{\partial v}{\partial t} - v\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \pi r^2\left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\partial x\right) - \pi r^2 p$$

ou :

$$\frac{\omega}{g}\left(\frac{\partial v}{\partial t} - v\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{\partial p}{\partial x}, \qquad (1)$$

dans laquelle le symbole ∂ désigne des dérivées partielles de v et p par rapport aux variables indépendantes x et t.

La seconde équation différentielle nous est donnée par la considération de la diffé-

italiani (décembre 1901). J'ai apporté maintenant quelques modifications dans les § 1 et 2, afin de mieux faire ressortir le degré d'approximation des formules fondamentales, et ajouté plusieurs éclaircissements et développements.

rence de vitesse qui a lieu à un instant donné entre deux sections d'abscisses x et $x + \partial x$ et qui est due à la déformation de la tranche liquide interposée produite par la variation ∂p de la pression qui a lieu pendant le temps ∂t.

Cette variation ∂p a évidemment comme effet :

1° La compression de la tranche liquide ;

2° La dilatation de l'élément de tuyau qui renferme la tranche, deux phénomènes dont les actions s'ajoutent pour produire le raccourcissement axial de la tranche liquide (ou l'allongement si ∂p est négatif), et par conséquent une différence de vitesse entre les molécules situées sur ces deux faces.

La partie de cette variation axiale de la tranche produite par la compression du liquide est évidemment :

$$\delta_1 = \frac{\partial x}{\varepsilon} \frac{\partial p}{\partial t} \partial t, \tag{2}$$

tandis que la partie qui est produite par la dilatation de l'élément de tuyau peut se déterminer comme suit, dans l'hypothèse que la paroi du tuyau est assez mince par rapport au diamètre pour que les fibres en soient uniformément éprouvées. La dilatation élastique ρ du diamètre du tuyau produite par la pression p étant :

$$\rho = \frac{r^2}{\mathrm{E}e} p,$$

l'on aura pour une variation ∂p :

$$\partial \rho = \frac{r^2}{\mathrm{E}e} \frac{\partial p}{\partial t} \partial t.$$

En substituant cette valeur dans l'expression $\pi d \partial \rho \partial x$ de la dilatation cubique de la tranche et en divisant par πr^2, l'on aura enfin l'expression de la variation axiale :

$$\delta_2 = \frac{\partial x}{\mathrm{E}} \frac{d}{e} \frac{\partial p}{\partial t} \partial t. \tag{3}$$

La différence de vitesse entre les deux faces de la tranche devant satisfaire à la relation :

$$\left(v + \frac{\partial v}{\partial x}\right) \partial t - v \partial t = \delta_1 + \delta_2,$$

l'on aura, d'après (2) et (3) :

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\mathrm{E}} \frac{d}{e}\right) \frac{\partial p}{\partial t}, \tag{4}$$

qui nous donne la seconde équation différentielle cherchée.

En substituant y au lieu de $p\omega$, et en posant :

$$\frac{\omega}{g} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\mathrm{E}} \frac{d}{e}\right) = \frac{1}{a^2},$$

nous pouvons écrire les équations différentielles (1) et (4), caractéristiques du mouvement varié, sous la forme :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} - v \frac{\partial v}{\partial x} &= g \frac{\partial y}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{g}{a^2} \frac{\partial y}{\partial t} \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

§ 2. — *Intégration des équations différentielles du mouvement varié.*

Je me permets avant tout quelques éclaircissements sur le degré d'approximation des équations différentielles (6).

L'approximation qui résulte d'avoir négligé dans la première (6) le travail des résistances de frottement liquide est sans doute légitime dans tous les cas où les pertes de charge dues à ces résistances sont négligeables par rapport aux charges hydrodynamiques produites par le mouvement varié. C'est le cas pour tout tuyau en conditions normales de vitesse et de pression dont la longueur n'excède pas quelques centaines ou même un millier de mètres, ainsi que pour tout tuyau de longueur quelconque lorsqu'il s'agit de perturbations hydrodynamiques de peu de durée et qui ne modifient pas d'une manière notable les conditions de régime. Mais il n'en serait plus de même pour des tuyaux de plusieurs kilomètres ou dizaines de kilomètres de longueur, dans lesquels par exemple la hauteur de charge hydrostatique qui se rend sensible à l'arrêt de la colonne liquide est de grandeur comparable aux charges hydrodynamiques du mouvement varié. Dans ces derniers cas, les formules que nous allons déduire ne pourront donc s'appliquer que sous réserve de correction, à discuter pour chaque cas particulier.

Le lecteur aura de même certainement observé que le procédé analytique pour établir l'équation (4) repose sur l'hypothèse qu'on puisse regarder le tuyau comme formé d'une suite d'éléments annulaires libres de se dilater indépendamment l'un de l'autre, ce qui n'est pas le cas par exemple pour des tuyaux en tôle rivés.

On peut toutefois regarder comme légitime cette hypothèse simplificative si l'on pense que les variations de pression se propagent le long du tuyau avec une telle vitesse (v. § 3) que la différence de pression à un instant donné, entre deux tranches liquides éloignées entre elles de plusieurs multiples du diamètre du tuyau, ne peut être que très petite, et, à ce point de vue, l'influence de la raideur longitudinale du tuyau doit être considérée comme négligeable.

Les équations différentielles (6) ne sont pourtant pas, telles quelles, susceptibles d'intégration. Mais j'observe que si la vitesse v de l'eau est négligeable par rapport à la vitesse de propagation des pressions variables, alors et dans les mêmes limites d'approximation [1], il serait parfaitement légitime de négliger au premier membre de la première (6) le terme qui a v comme facteur.

Car, en appelant η cette vitesse de propagation et en considérant la tranche élémentaire liquide à travers laquelle le dérangement hydrodynamique se propage pendant le temps ∂t, c'est-à-dire la tranche d'épaisseur $\partial x = \eta \partial t$, le premier membre de la première (6) relatif à cette tranche pourrait s'écrire $\frac{\partial v}{\partial t}\left(1 - \frac{v}{\eta}\right)$, expression qui ne diffère que très peu de $\frac{\partial v}{\partial t}$, si v est très petit par rapport à η.

C'est ce qui a lieu en effet, car, tandis que la vitesse v ne dépasse pas 2 ou 3 mètres par seconde, la vitesse η est toujours notablement supérieure, et nous allons démontrer que (dans les mêmes limites d'approximation) cette vitesse de propagation est constante et égale à la quantité a définie par (5), dont la valeur numérique pour tuyaux en métal se rapproche ou dépasse même un millier de mètres par seconde (v. § 3).

1. Il est d'ailleurs bien connu que les théories mathématiques des vibrations ont précisément pour base l'hypothèse qu'on puisse négliger dans les équations différentielles des termes de la forme $v\frac{\partial v}{\partial s}$, s étant la variable linéaire.

En supprimant dans la première (6) le terme qui a v comme facteur, les deux équations différentielles qui caractérisent le phénomène se réduisent en effet à :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} &= g\,\frac{\partial y}{\partial x}, \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{g}{a^2}\,\frac{\partial y}{\partial t}. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Si maintenant nous supposons que nous nous déplaçons le long du tuyau avec la vitesse a, c'est-à-dire si nous posons :

$$x = at + \text{const.}, \qquad \text{d'où :} \qquad \partial x = a\partial t,$$

et si nous transformons la deuxième (7) en substituant dans le premier membre $a\partial t$ au lieu de ∂x, et dans le second ∂x au lieu de $a\partial t$, cette équation en est réduite à perdre toute signification indépendante en coïncidant avec la première (7).

La condition $x = at +$ const. annule donc en apparence tout phénomène dépendant de l'élasticité du tuyau et du liquide ; c'est-à-dire qu'un observateur courant le long du tuyau avec la vitesse a constaterait dans la tranche liquide où il se trouve à chaque instant, une même et identique pression, d'où l'on peut conclure que toute variation de pression, quelle que soit son intensité, se propage le long du tuyau avec la même vitesse constante a.

Cela revient à dire que la condition $x = at +$ const. doit rendre constante la fonction de x et t qui donne à chaque instant et pour chaque section la valeur de y, c'est-à-dire que y doit être fonction de $at - x$, ou, en prenant t comme variable, fonction de $t - \frac{x}{a}$.

Il est en effet très facile de constater que les équations différentielles (7) sont satisfaites par :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + \mathrm{F}\left(t - \frac{x}{a}\right), \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\,\mathrm{F}\left(t - \frac{x}{a}\right), \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

F étant une fonction à déterminer par les conditions limites, qui désigne une hauteur de charge variable se propageant dans le sens $+x$ avec la vitesse a.

Les expressions (8) ne donnent pourtant pas les intégrales générales des (7), car les deux équations différentielles (7) ne renferment aucune limitation par rapport au sens dans lequel une perturbation hydrodynamique peut se propager le long du tuyau, lequel peut être aussi bien $-x$ que $+x$. Les équations différentielles (7) sont en effet aussi bien satisfaites par :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 - f\left(t + \frac{x}{a}\right), \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\,f\left(t + \frac{x}{a}\right), \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

f étant une fonction de même nature que F, désignant une hauteur de charge variable qui se propage dans le sens $-x$ avec la vitesse a.

Il est évidemment indifférent de donner à f dans les (9) un signe explicite positif ou négatif, mais j'ai choisi le signe négatif, qui correspond aux conditions dans lesquelles se déroule le phénomène du coup de bélier typique dans un tuyau de longueur limitée, ainsi que nous verrons dans le chapitre III.

Les intégrales générales des équations (7) sont donc évidemment données par les formules :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + \mathrm{F} - f, \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\left(\mathrm{F} + f\right), \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

dans lesquelles F et f désignent des fonctions de x et t de la forme $\mathrm{F}\left(t - \frac{x}{a}\right)$ et $f\left(t + \frac{x}{a}\right)$.

Ce sont là les formules bien connues[1] qui donnent les lois de propagation des phénomènes vibratoires, parmi lesquels il faut donc ranger les phénomènes du mouvement varié dans les tuyaux de conduite.

La loi la plus générale de ces phénomènes est ainsi caractérisée par la coexistence de deux systèmes de pressions variables, qui se propagent en sens contraire le long du tuyau avec la même vitesse constante a définie par (5) et se croisent sans se déranger mutuellement (principe de la superposition des petits mouvements) de façon que l'état hydrodynamique — vitesse et pression — de chaque tranche liquide est à tout instant déterminé par la résultante algébrique de leurs intensités respectives.

C'est là, en résumé, la signification des formules (10) dont la première n'est que l'énonciation analytique d'une loi physique très simple, et que l'on pourrait vérifier expérimentalement.

En partant de cette loi comme donnée d'expérience, l'on pourrait donc établir l'équation première (10), et au moyen de la seule équation des accélérations (simplifiée en négligeant le terme qui a v comme facteur) l'on pourrait en déduire l'équation deuxième (10) et par conséquent toutes les théories et lois que nous allons exposer dans les chapitres suivants.

Mais alors la valeur numérique de la vitesse a devrait être mesurée directement pour chaque tuyau.

L'importance des recherches qui précèdent réside donc surtout dans la formule (5) qui nous donne la détermination rationnelle de la valeur de a.

La présence des deux systèmes de pressions variables F et f ou d'un seul d'entre eux, de même que leurs lois de variation dépendent exclusivement des conditions limites, c'est-à-dire de la manière dont le dérangement hydrodynamique est engendré, ainsi que de la longueur du tuyau et des conditions auxquelles sont assujetties ses sections d'extrémité.

Ces conditions limites doivent donc être étudiées pour chaque cas particulier, et l'objet des chapitres qui suivent ne sera que l'application des formules générales (10) aux cas plus intéressants au point de vue technique.

Mais avant d'aborder cette étude il est nécessaire de dire quelques mots au sujet des valeurs numériques du paramètre a, vitesse de propagation, d'autant plus que ce para-

1. En différenciant (7) l'on obtient :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \qquad \text{ou :} \qquad \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2}\frac{\partial^2 v}{\partial t^2},$$

forme dans laquelle on donne le plus souvent les équations différentielles des mouvements vibratoires. On sait que la vitesse de propagation a est en général une fonction très simple de l'élasticité et densité du milieu vibrant, tandis que dans notre cas cette fonction, un peu plus compliquée, est donnée par (5) qui définit pour ainsi dire l'élasticité longitudinale *apparente* de la colonne liquide, laquelle résulte du jeu composé de l'élasticité propre du liquide et de l'élasticité du tuyau qui le renferme.

mètre absorbe, pour ainsi dire, toutes les constantes physiques du problème, diamètre, épaisseur et élasticité du tuyau, poids spécifique et élasticité du liquide.

Ces constantes sont ainsi complètement éliminées des formules où le seul paramètre a paraît explicitement, ce qui leur donne une simplicité saisissante et en rend l'emploi numérique tout à fait élémentaire.

§ 3. — *Le paramètre* a *du mouvement varié.*

Le paramètre a défini par (5) représentant la vitesse de propagation des pressions variables, son expression doit avoir les dimensions d'une vitesse LT^{-1}, ce qui est facile à vérifier puisque les dimensions de ω, g, ε et E sont respectivement FL^{-3}, LT^{-2}, FL^{-2}.

En supposant le tuyau formé d'une matière idéalement indéformable, la formule (5) doit évidemment nous donner l'expression connue de la vitesse avec laquelle une vibration plane se propage dans un milieu dont l'élasticité est définie par ε et la densité par $\omega : g$.

Et en effet, posant $E = \infty$, l'on aurait :

$$a = \sqrt{\frac{g}{\omega}\,\varepsilon}.$$

Pour l'eau on a constaté expérimentalement, au moyen de la propagation du son, que cette vitesse est égale à 1.425 mètres à la température moyenne, ce qui, en faisant $\omega = 1.000$, $g = 9,81$, nous donne pour ε la valeur :

$$\varepsilon = 2,07 \,.\, 10^8,$$

que j'adopterai dans les applications numériques.

Le terme $E^{-1}d : e$ dans l'expression de a définit donc l'influence de l'élasticité du tuyau, et par la comparaison de ses valeurs moyennes avec ε^{-1}, on peut facilement conclure que l'influence de la compressibilité de l'eau, loin d'être négligeable, a souvent, comme par exemple pour les tuyaux en fonte, un rôle prépondérant.

En substituant pour ω, g, ε leurs valeurs numériques, et posant $k = E^{-1}10^{10}$, la formule (5) peut s'écrire :

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + k\,\frac{d}{e}}} \qquad (11)$$

dans laquelle :

$k = 0,5$	pour fer et acier,
$k = 1$	pour fonte.
$k = 5$	pour plomb.

Ainsi pour quelques types de tuyaux, en fonte, des fonderies de Terni, l'on aurait :

$d =$	$e =$	$a =$
0,10	0,010	1.296
	0,014	1.330
0,20	0,011	1.215
	0,019	1.291
0,50	0,016	1.110
	0,040	1.270
1,00	0,022	1.023
	0,080	1.270

Pour des tuyaux en tôle de fer ou d'acier calculés d'après un coefficient de résistance R pour une hauteur de charge H, l'on aurait :

$$\frac{d}{e} = \frac{2R}{\omega H}$$

et (11) nous donnerait :

H =	80	100	150	200
a =	846	903	1.015	1.084

Pour des tuyaux en plomb de type normal (11) nous donnerait :

d =	e =	a =
40 mm.	5 mm.	1.053
60	»	952
80	»	874

On peut donc conclure que la valeur moyenne de a pour des tuyaux métalliques est à peu près de 1.000 mètres et qu'elle est en général supérieure à cette moyenne pour les tuyaux en fonte et inférieure pour les tuyaux en tôle.

Enfin, pour des petits tuyaux en caoutchouc du commerce ($d = 7e$) j'ai trouvé que E est compris entre 2.10^5 et 6.10^5, et la valeur correspondante de a serait par conséquent comprise entre 17 mètres et 29 mètres.

Je remarque en passant que de ce même ordre de grandeur doit être la vitesse avec laquelle l'effet des pulsations du cœur se propage le long des artères[1].

Pour de telles vitesses de propagation, on peut toutefois faire quelques réserves au sujet du degré d'approximation des formules, à moins que v ne soit très petit, d'après ce que j'ai observé à propos de la réduction des équations (6) à la forme intégrale (7).

CHAPITRE II

Le coup de bélier simple ou direct.

§ 4. — *Lois générales du coup de bélier simple ou direct.*

Je suppose maintenant que le tuyau soit de longueur indéfinie dans le sens $+ x$, et muni à son extrémité, que je prends comme origine des x, d'un orifice d'écoulement commandé par une vanne qui peut en varier l'ouverture. Je suppose aussi que l'écoulement ait lieu dans l'air libre de façon que le symbole y désigne une hauteur de charge effective, ce qui simplifie les formules sans blesser leur généralité, car il est très facile de les modifier pour toute autre hypothèse.

En désignant par Y et V les valeurs des variables y et v pour $x = o$, c'est-à-dire pour la section qui est près de la vanne, et par u la vitesse d'écoulement à la sortie de l'orifice, l'on aura dans un instant quelconque :

$$u^2 - V^2 = 2gY,$$

tandis qu'en régime :

$$u_0^2 - v_0^2 = 2gy_0.$$

1. Et il n'est pas sans intérêt de remarquer que la vitesse de propagation des sensations et des impulsions le long des nerfs est de ce même ordre de grandeur.

Je désignerai par $\Psi(t)$ la fonction de t qui donne le rapport, variable pendant le mouvement de la vanne, entre l'aire de l'orifice de l'écoulement et la section du tuyau, de sorte que l'on a :

$$V = u\Psi(t),$$

et pendant l'écoulement de régime :

$$v_0 = u_0\Psi(0),$$

l'ouverture normale de la vanne étant donnée par $\pi r^2\Psi(0)$.

Le tuyau se trouvant en condition de régime, je suppose qu'à partir d'un instant donné (que nous prendrons comme origine de t) l'aire de l'orifice d'écoulement soit progressivement rétrécie, au moyen de la vanne, d'après la loi $\Psi(t)$.

L'effet bien connu de ce rétrécissement est une surpression plus ou moins brusque et une diminution de vitesse en amont de la vanne, lesquelles se propagent le long du tuyau avec une vitesse dont la relation (5) nous donne la valeur numérique a.

J'appellerai ce phénomène *coup de bélier simple ou direct*. Puisque, d'après les données mêmes, nous n'avons dans ce phénomène qu'une surpression se propageant dans le sens $+x$, les équations générales qui le représentent doivent se réduire à la forme (8) et ne contiennent que la seule fonction inconnue $F\left(t-\frac{x}{a}\right)$.

En réalité, tout tuyau a une certaine longueur l, de sorte qu'après un temps $l : a$ le dérangement hydrodynamique aura rejoint la section d'origine (réservoir à pression constante) et y donnera lieu à une *réaction* dont nous ne pouvons pour le moment rien affirmer, sinon qu'elle emploiera aussi un temps $l : a$ pour parcourir le tuyau et rejoindre l'orifice d'écoulement, et un temps $(l-x) : a$ pour rejoindre la section d'abscisse x.

Ainsi donc, pendant le temps $2l : a$ pour la section près de la vanne, et $(2l-x) : a$ pour la section d'abscisse x, le phénomène a lieu comme si le tuyau était de longueur illimitée, et les lois en sont données par les formules (8). J'appellerai cette première phase, du phénomène : *la phase du coup de bélier simple ou direct.*

En éliminant entre les deux équations (8) la fonction inconnue F, l'on obtient :

$$y - y_0 = \frac{a}{g}(v_0 - v), \tag{12}$$

relation très remarquable entre la surcharge $y - y_0$ et la perte de vitesse $v_0 - v$, qui se vérifie dans chaque section du tuyau à chaque instant de la phase.

Le maximum de la surcharge a lieu pour $v = 0$ et d'après les limites des valeurs du rapport $a : g$ (v. le § 3) l'on doit conclure que ce maximum est de 8 à 12 atmosphères pour chaque mètre de vitesse perdue. Ce maximum ne peut évidemment se produire que si la fermeture complète de la vanne a lieu dans un temps $< 2l : a$.

Je désignerai dans la suite par H cette hauteur de charge maximum du coup de bélier simple, en posant :

$$H = y_0 + \frac{av_0}{g}. \tag{13}$$

L'emploi du symbole H simplifie remarquablement les formules.

§ 5. — *Détermination de la loi de charge du coup de bélier simple ou direct.*

Pour connaître la valeur de y pour chaque section et à chaque instant de la phase, il est nécessaire de connaître la fonction F, ou du moins la série de ses valeurs numériques pour une section donnée.

La condition limite définie par la loi d'écoulement :

$$u^2 - V^2 = 2gY,$$

nous permet cette détermination pour la section près de la vanne, dont l'abscisse est $x = 0$.

En éliminant en effet de cette équation les inconnues u, V, Y, au moyen des relations :

$$\left.\begin{aligned} Y &= y_0 + F(t), \\ V &= v_0 - \frac{2}{a} F(t) = a\Psi(t). \end{aligned}\right\} \quad (8\ bis)$$

dont les deux premières sont obtenues des (8) en y faisant $x = 0$, l'on arrive à une équation du 2e degré en $F(t)$ qui nous en permet la détermination en fonction de $\Psi(t)$.

En y substituant alors $t - \frac{x}{a}$ au lieu de t, l'on aura ainsi l'expression de $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ qui nous donne la solution du problème.

Il vaut pourtant mieux, au point de vue pratique, prendre comme inconnue Y, en éliminant u, V, $F(t)$ et l'équation devient alors, en tenant compte de (13) :

$$Y^2 - 2Y\left(H + \Gamma(t)\right) + H^2 = 0, \qquad (14)$$

dans laquelle :

$$\Gamma(t) = \frac{1}{g}\frac{a^2\Psi^2(t)}{1 - \Psi^2(t)},$$

qui se réduit à : $\Gamma(t) = \frac{a^2\Psi^2(t)}{g}$ si l'on néglige V^2 dans l'équation d'écoulement.

Des deux racines de (14) l'une est plus petite et l'autre plus grande que H, et c'est évidemment la première qu'il faut choisir.

Il est de même facile de constater, d'après (14), que dans le cas de fermeture de la vanne, c'est-à-dire pour :

$$\Psi(t) < \Psi(0), \qquad \text{l'on a :} \qquad Y > y_0,$$

tandis que dans le cas d'ouverture, c'est-à-dire pour :

$$\Psi(t) > \Psi(0), \qquad \text{l'on a :} \qquad Y < y_0,$$

et le coup de bélier est négatif (v. § 13).

Il est encore évident que si nous substituons dans (14) $t - \frac{x}{a}$ au lieu de t et y au lieu de Y, cette équation se transforme dans l'équation en coordonées cartésiennes de la ligne de charge *instantanée* du coup de bélier simple, c'est-à-dire de la ligne de charge qui a lieu à chaque instant de la phase déterminée par les valeurs de la variable t. Mais comme toutes ces lignes de charge ne sont en réalité que les positions successives d'une même ligne *qui marche dans le sens* $+x$ avec la vitesse a, il est évident que la ligne de charge complète aura lieu au moment de la fermeture totale de la vanne.

En appelant $\mathcal{T}$ la valeur de t correspondante à ce moment, cette valeur devra satisfaire $\Psi(\mathcal{T}) = 0$, et l'équation de la ligne de charge complète du coup de bélier simple sera :

$$y^2 - 2y\left(H + \Gamma\left(\mathcal{T} - \frac{x}{a}\right)\right) + H^2 = 0. \qquad (15)$$

Si, en plus, nous supposons que, comme d'ordinaire, la fermeture de la vanne ait lieu d'après la loi linéaire :

$$\Psi(t) = \left(1 - \frac{t}{\mathcal{T}}\right)\Psi(0), \qquad (16)$$

et en observant que d'après (13) on peut écrire :

$$a^2 = \frac{1}{2y_0}\left(\frac{H - y_0}{\Psi(0)}\right)^2, \tag{17}$$

l'équation (15) peut dans ce cas être écrite dans la forme élégamment symétrique :

$$x = a\mathcal{T}\,\frac{H - y}{H - y_0}\sqrt{\frac{y_0}{y}}, \tag{18}$$

laquelle représente une courbe du 3e degré, dont la concavité est tournée vers le haut.

L'étude de cette ligne de charge n'a pourtant pas une grande importance si l'on se borne à considérer la phase de coup de bélier direct dans un tuyau de longueur illimitée, car après la fermeture t totale, c'est-à-dire pour $t > \mathcal{T}$, la ligne de charge continuant à marcher dans le sens $+ x$ avec la vitesse a, la charge maximum H se propagerait successivement le long du tuyau.

Cette étude a, au contraire, une certaine importance pour ce qui concerne l'influence de la longueur limitée du tuyau et de l'effet de réaction qui, se propageant à partir du réservoir d'alimentation dans le sens $- x$, amortit dans le tuyau l'effet du coup de bélier direct, ainsi que nous verrons dans le chapitre suivant.

En négligeant V^2 dans l'équation d'écoulement, ce qui, en général, est tout à fait légitime, c'est-à-dire en faisant dans (14) $\Gamma(t) = \frac{a^2\Psi'^2(t)}{g}$, on en déduit facilement :

$$\Psi'(t) = \frac{H - Y}{a}\sqrt{\frac{g}{2Y}}, \tag{14 bis}$$

relation qui nous permet de déterminer Ψ' en fonction de Y, c'est-à-dire la vitesse de fermeture de la vanne qui convient pendant les premières $2l : a$ secondes, pour que la charge produite par le coup de bélier ne dépasse pas une valeur donnée.

Il est enfin intéressant de rechercher les conditions auxquelles doit satisfaire la loi de fermeture de la vanne c'est-à-dire la fonction Ψ', pour que l'on ait $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$ au même instant où l'on a $v = 0$; car cette condition doit évidemment adoucir l'effet du coup de bélier en lui enlevant le caractère de choc.

D'après l'équation différentielle 1e (7), la condition $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$ entraîne avec elle la condition $\frac{\partial y}{\partial x} = 0$; et puisque dans la section d'abscisse x la vitesse v s'annule à l'instant où $t = \mathcal{T} + \frac{x}{a}$, ainsi en différenciant (15) par rapport à x et faisant ensuite : $\frac{\partial y}{\partial x} = 0$, $t = \mathcal{T} + \frac{x}{a}$, l'on obtient :

$$\Psi(\mathcal{T})\,\Psi'(\mathcal{T}) = 0.$$

Or, comme $\Psi(\mathcal{T})$ est nul par définition, cette condition est toujours satisfaite *pourvu que* $\Psi'(\mathcal{T})$ *ait une valeur finie.*

Cela a lieu pour la fermeture d'après la loi linéaire (16), mais il n'en serait plus de même si l'on avait, par exemple :

$$\Psi(t) = \Psi(0)\sqrt{1 - \frac{t}{\mathcal{T}}} \text{ etc.}$$

§ 6. — *Force vive du jet.*

Il est évident que, tandis que la charge due au coup de bélier va croissant depuis y_0, la vitesse d'écoulement u va de même croissant depuis u_0. Il est donc tout naturel de se demander si cette augmentation de la vitesse peut avoir comme conséquence *que la force vive du jet aille croissant jusqu'à un certain point*, malgré la diminution du débit produite par la fermeture progressive de la vanne.

La constatation et l'étude de ce phénomène sont surtout intéressantes au point de vue du réglage des turbines montées sur des tuyaux de quelque longueur.

La force vive de l'élément liquide $\pi r^2 u \Psi(t)\, \partial t$ qui s'écoule pendant ∂t étant proportionnelle à $u^3 \Psi(t)$, la condition de maximum en sera évidemment :

$$3\Psi(t) \frac{\partial u}{\partial t} = - u \Psi'(t). \qquad (19)$$

En négligeant V^2 dans l'équation d'écoulement qui se réduit ainsi à :

$$u^2 = 2gY,$$

et en u substituant Y d'après (12), c'est-à-dire :

$$Y = H - \frac{aV}{g} = H - \frac{au\Psi(t)}{g},$$

il vient :

$$u^2 = 2gH - 2au\Psi(t), \qquad (20)$$

laquelle, en différenciant par rapport à t, nous donne :

$$(u + 2a\,\Psi(t)) \frac{\partial u}{\partial t} = - au\Psi'(t), \qquad (21)$$

et divisant (19) et (21) membre à membre, il vient, après réduction :

$$u = 2a\Psi(t), \qquad (22)$$

et alors (20) nous donne :

$$u = \sqrt{gH}, \qquad (23)$$

d'où nous pouvons conclure :

Le maximum de la force vive du jet pendant le coup de bélier direct a lieu à l'instant où la hauteur de charge Y *est égale à la moitié de la hauteur* H.

Pour que ce maximum puisse réellement se produire, on doit avoir évidemment :

$$H > 2y_0,$$

et cette condition, d'après (13), équivaut à :

$$v_0 > \frac{g}{a} y_0.$$

Or la valeur du rapport $g : a$ étant pratiquement comprise entre 0,008 et 0,012 (v. le § 3), il est évident que la condition énoncée se trouve presque toujours vérifiée dans les installations de tuyaux de conduite pour force motrice[1].

1. Car en effet la vitesse de régime v_0 (mètres par seconde) est bien supérieure au centième de y_0, tant que y_0 ne dépasse pas une centaine de mètres.

Pour déterminer l'ouverture proportionnelle ξ de la vanne au moment de ce maximum, l'on a, d'après (22) et (23), en tenant compte de (17) :

$$\xi = \frac{\Psi(t)}{\Psi(0)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\sqrt{Hy_0}}{H - y_0}, \tag{24}$$

tandis que le rapport σ de la force vive maximum à la force vive de ce régime sera :

$$\sigma = \frac{u^3 \Psi(t)}{u_0^3 \Psi(0)} = \frac{1}{4} \frac{H}{y_0} \frac{H}{H - y_0}, \tag{25}$$

Ainsi pour un tuyau caractérisé par :

$$y_0 = 100 \qquad v_0 = 2 \qquad a = 1.000 \qquad \text{d'où : } H = 304,1,$$

l'on aurait, d'après (24), $\xi = 0,60$, c'est-à-dire que la force vive du jet irait croissant jusqu'à ce que la vanne ait fermé les $\frac{4}{10}$ de l'orifice normal d'écoulement, et la force vive maximum aurait alors, d'après (25), la valeur proportionnelle $\sigma = 1,13$.

Une turbine actionnée par un pareil tuyau et réglée par occlusion des orifices du distributeur pourrait donc se trouver dans de mauvaises conditions de fonctionnement.

Il est toutefois très difficile que, dans les cas ordinaires, le mouvement de la vanne atteigne une vitesse telle que ce maximum de la force vive du jet puisse réellement se produire avant que la dépression du contre-coup, provenant du réservoir à pression constante, n'ait amorti la surcharge du coup en amont de la vanne ; car le déplacement de la vanne devrait avoir lieu dans un temps $< 2l : a$, c'est-à-dire, par exemple, à peu près dans 1″ s'il s'agissait d'une conduite de 400 à 500 mètres de longueur.

Au point de vue du réglage des turbines, il est donc, peut-être, plus utile de connaître la loi de variation de la force vive dans le premier instant du mouvement de la vanne, c'est-à-dire la valeur de :

$$\sigma' = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{u^3 \Psi(t)}{u_0^3 \Psi(0)} \right)_{t=0}.$$

En différenciant (25), et en éliminant $\frac{\partial u}{\partial t}$ au moyen de (21) avec les conditions $t = 0$ $u = u_0$, l'on obtient :

$$\sigma' = -2 \frac{\Psi''(0)}{\Psi(0)} \frac{H - 2y_0}{H + y_0} \tag{26}$$

dans laquelle le signe négatif du 2e membre découle de ce que $\Psi''(0)$ est négatif pour un mouvement de fermeture de la vanne.

Si la loi de fermeture est linéaire, l'on a :

$$\frac{\Psi''(0)}{\Psi(0)} = -\frac{1}{\mathcal{T}},$$

de sorte que si l'on connaît la vitesse de fermeture, c'est-à-dire la valeur de $\mathcal{T}$, l'on peut au moyen de (26) calculer la valeur de σ', et par là les variations de la force vive du jet pour des petits mouvements de la vanne.

Dans l'exemple numérique cité plus haut, l'on aurait ainsi : $\sigma' = 0,51 : \mathcal{T}$.

Je pense que cette classe de phénomènes a été jusqu'à présent assez imparfaitement appréciée, car dans les recherches analytiques qui ont trait au réglage des turbines, l'on part assez souvent de l'hypothèse arbitraire et absolument insoutenable que la charge qui produit la vitesse d'écoulement reste constante pendant le mouvement des vannes de réglage.

(*A suivre.*)

PROCÉDÉ ET MACHINES AU JET DE SABLE

Par M. **G. Franche.**

Historique.

On attribue généralement la découverte de ce procédé aux Américains qui furent en la circonstance, paraît-il, favorisés par le hasard et qui le désignent sous le nom de *Sand Blast* (soufflerie de sable) ; la légende, plus ou moins accréditée de leurs observations, dit qu'un citoyen des États-Unis habitait une maison construite soit au bord de la mer soit aux confins d'une plaine sablonneuse et exposée, dans un cas ou dans l'autre, à des vents extrêmement violents.

Il remarqua, non sans désagrément, que les vitres garnissant les fenêtres de son habitation se dépolissaient et perdaient leur transparence; le verre en était devenu mat et arrêtait complètement la vue.

Les ayant remplacées à diverses reprises, il constata toujours le même effet et se décida à les garantir en partie par des persiennes ; or il arriva justement que le dessin des lames ou des treillis interposés fut, au bout de fort peu de temps, exactement reproduit sur le verre sous des formes ne laissant aucun doute sur la cause de ce phénomène : le vent soulevait les grains de sable et, les animant d'une vitesse plus ou moins grande, surtout lorsqu'il soufflait avec quelque régularité, leur communiquait une force vive qui s'amortissait contre les obstacles interposés ; la projection indéfiniment répétée de ces petits cristaux, *aux angles vifs*, contre les verres de l'habitation, avait eu raison de la dureté de la matière soumise à leur choc incessant.

La conclusion de cet accident fut qu'on imagina un appareil devant servir, primitivement, à dépolir le verre ou à percer et user les pierres et autres substances dures (voir Appendice : *Brevet Tilghman du 22 août 1870 et addition du 2 janvier 1872*) ; cette machine initiale était basée sur le principe de l'action du sable projeté avec une grande énergie par une force motrice quelconque.

On constitue un jet avec un mélange de sable et d'air comprimé ou de vapeur et, lui donnant la forme d'une pointe ou d'une nappe, on le dirige contre l'objet à travailler. Les particules aigües et dures, se succédant en quantité innombrable, pénètrent chacune par choc dans la surface exposée et, après avoir ainsi produit une cavité infiniment petite, s'échappent sous un angle à peu près égal à celui de leur arrivée[1].

1. Il existe une autre application tout à fait inattendue du mélange d'air et de sable soulevé par les vents régnants : ceci se passe dans quelques régions desséchées des États-Unis dont les habitants ont utilisé le sable comme force motrice. L'eau faisant à peu près défaut, ils eurent d'abord recours à des turbines atmosphériques pour mettre diverses machines en mouvement ; mais ils renoncèrent à ce procédé en raison de son irrégularité, les sautes de vent étant fréquentes et se produisant à des vitesses différentes ou à des heures incommodes.

Ils eurent alors l'idée de recevoir le sable, soulevé par les courants atmosphériques, dans de vastes réservoirs disposés en conséquence et construits à de certaines altitudes ; chaque fois que soufflait le vent, c'est-à-dire le jour aussi bien que la nuit, des quantités de sable étaient entraînées et emmagasinées dans ces capacités ; par des ouvertures inférieures, agencées pour que la matière en sortît bien sèche, on laissait couler le sable à la façon des sabliers antiques et on le dirigeait sur les aubes d'une roue. Celle-ci se mettait alors en mouvement, commandant d'une façon fort suffisante tout le matériel installé à proximité.

Depuis 1870, époque approximative des premiers essais au jet de sable par M. *Tilghman*, ces machines ont subi des modifications aussi nombreuses que l'exigeait la variété des applications qu'on en fit ; elles servirent d'abord à décorer toutes espèces d'objets en verre ou en matière similaire, par dépolissage, ciselure ou taille ; on produisait des inscriptions, des marques ou même des dessins sur du verre à vitres, sur des bouteilles de formes quelconques, sur la faïence, la porcelaine, le métal émaillé, etc.

Il est évident, qu'au début, ces appareils furent fort incomplets ; ils réalisaient une action quelque peu brutale sur les objets, parce que l'on donnait au fluide une pression trop forte, pensant produire beaucoup en moins de temps ; c'est ainsi que les machines à jet de sable s'adressèrent d'abord aux industries ayant de grandes quantités d'objets à ouvrer : verrerie et gobeletterie, céramique, étiquetage des bouteilles, rhabillage des limes, etc.

Peu à peu, ils subirent d'importantes transformations qui ont fait du procédé et des machines au jet de sable ou Sand-Blast un accessoire à peu près universel, indispensable à nombreuses industries, que nous ne pouvons citer intégralement, tellement il s'est propagé par la raison qu'il se plie avec la plus grande facilité à toutes sortes d'applications aussi importantes que variées.

Il faut se contenter de quelques exemples seulement, dans le détail de la plupart desquels le lecteur pourra entrer, par la suite, et qui sont : le dépolissage et le matage du verre, que l'on pratiquait exclusivement autrefois par l'acide fluorhydrique ; la gravure et le matage des ardoises, des pierres, marbres, granits, etc., au besoin leur perçage ; le décapage des métaux durs ou tendres tels que tôle, fonte, bronze, fer et autres, avant qu'on les étame ou qu'ils subissent le nickelage ; dans les fonderies d'acier, de fonte ou de bronze, le nettoyage ou désablage des surfaces, des coins, des angles et le dénoyautage ; le dérochage des tubes et des brasures dans l'industrie de l'automobilisme et des vélos ; le nettoyage des tubes de chaudières ; la fabrication et le retaillage des limes ; celle des armes et des outils fins ; le soufflage ou la granulation des plaques de plomb des accumulateurs ; le nettoyage des fils de fer avant étirage ou galvanisage ; la préparation des plaques d'impression en zinc ou en cuivre ; le travail des pierres lithographiques ; le matage du celluloïd ; celui des métaux précieux ou des bronzes d'art et d'éclairage ; le nettoyage des plaques des filtres de sucrerie, des coques de navires ; le décrassage des poteries et des briques à émailler ; le rafraîchissage des meules ; la décoration des bois d'ébénisterie ou d'horlogerie ; le ravalement et la mise au vif, avant peinture, des grands ouvrages métalliques, ponts, charpentes ; etc. etc.

Principe du procédé au jet de sable. — On peut concevoir que la masse du sable est mise en mouvement par un fluide sous pression, tel que l'air, la vapeur, l'acide carbonique ou l'eau, avec lequel il y a d'abord mélange plus ou moins complet ; les particules, entraînées par le courant à une vitesse très grande produisent, par choc sur la surface interposée, une série de tout petits trous qui, juxtaposés par la succession des grains agissant sans interruption, prennent l'empreinte de l'angle ou de l'arête des petits cristaux de sable.

Suivant que la pression est plus ou moins élevée, la matière dure ou tendre et le sable grossier, fin ou de dureté variée, une certaine portion de la surface à travailler est peu à peu enlevée sur une épaisseur uniforme, c'est-à-dire décapée ou matée par érosion.

Il faut aussi considérer que la matière soumise au jet de sable est, généralement, constituée par des couches non homogènes ; si l'on prend l'exemple du verre ou d'une tôle d'acier, les faces extérieures qui limitent les plaques ont subi une sorte de trempe lors de la fabrication et se présentent sous l'aspect d'une croûte, plus dure que dans l'intérieur et, par suite, moins attaquable. A l'entrée d'un trou à déboucher (fig. 1), le sable

mordra donc avec plus de difficulté ; puis, lorsque la croûte aura disparu, l'effet au centre étant plus intense, comme dans tout courant liquide ou gazeux, il se produira un approfondissement plus sensible vers l'axe du jet.

Dans ces conditions, une molécule de sable arrivant sur la concavité ainsi obtenue va entamer légèrement le point qu'elle atteint, puis rebondir, à la façon d'une bille de billard sur la bande, selon un angle d'échappement égal à l'angle d'entrée sur la surface infiniment petite ; en résumé, si le jet est dirigé d'équerre à la plaque de verre ou de métal, ce qui est indispensable dans la majorité des cas, le sable va être rejeté du côté du centre, où son reste d'énergie sera encore utilisé à accentuer la concavité déjà engendrée.

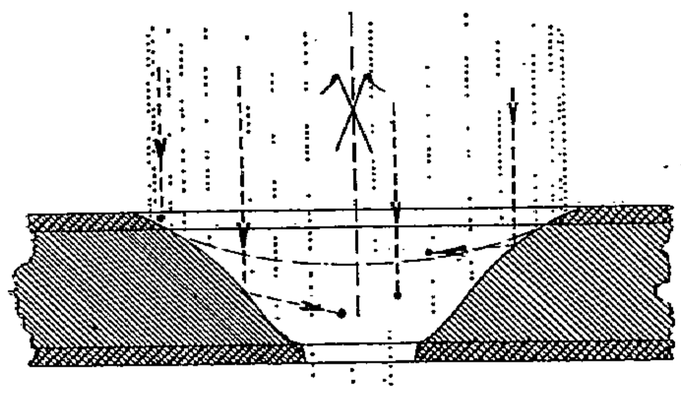


Fig. 1.

Cela se passera ainsi jusqu'à ce que le jet soit à proximité de la surface inférieure, plus dure ; à ce moment, l'action du sable sera plus lente et on observera une sorte de bavure sur le contour du trou qui prend naissance ; il s'agrandira de proche en proche, mais si l'on faisait une coupe perpendiculaire aux faces d'appui, on verrait nettement qu'il est limité par des parois tournant leur convexité vers le centre ; cela tient encore à la gêne que se portent mutuellement les grains de sable, dans leur cheminement, et à leur rebondissement après la perte de la plus grande partie de leur force vive.

En raison de ce que le sable rebondit après avoir atteint l'objet et s'entrechoque avec le sable frais, et aussi pour permettre au sable et au fluide de s'échapper, on laisse entre la buse et la surface à attaquer un espace suffisant, d'environ 10 centimètres ; chaque fois que cela est possible, il est bon, également, d'incliner le jet de sable sur le plan à décaper, car la divergence du jet de sable fait qu'une superficie plus grande est intéressée en même temps qu'on diminue les risques d'entrechoquement du sable.

A part certaines réserves que l'on pourrait formuler en ce qui concerne principalement les pressions du fluide, l'addition au brevet Tilghman du 2 janvier 1872, intégralement publiée dans l'appendice, fournit des indications assez précises sur l'exécution de principe du procédé, que l'on consultera avec fruit.

Matières employées. — Dans la généralité des opérations exécutées par ce procédé, c'est le Sable quartzeux ou silice auquel on communique l'impulsion nécessaire à l'attaque des surfaces quelconques qu'on y expose, et son mordant est presque toujours suffisant ; c'est aussi la matière la plus économique, parce qu'on le trouve partout à bon compte et qu'il est, par ailleurs, facile de lui donner les qualités requises pour cet emploi.

Le sable type dont on doit faire usage est celui qui est dénommé, en géologie, Sable de Fontainebleau, lequel ne produit pas trop de poussière dans son action répétée sur les surfaces des corps qu'on lui soumet et qui conserve des angles vifs ; cette sorte de sable a, d'autre part, les mêmes propriétés que celui que l'on recherche pour les mortiers de construction : exempt de sable ou de matières terreuses ; on le choisit sec, anguleux et criant sous la main ; quand il provient de dragages en rivière, il est plus propre et convient mieux, par conséquent.

Ses propriétés se vérifient en le remuant dans un vase contenant de l'eau qui, si elle conserve sa limpidité, indiquera que le sable est pur et très bon ; si l'on constate qu'elle reste bourbeuse, c'est que le sable est terreux et ne sera pas satisfaisant, eu égard, surtout, à ce que le sable doit subir une sorte de cuisson assez prononcée.

Il faut avant tout, en effet, qu'il soit parfaitement sec, et, pour être certain de cet état de siccité, on a l'habitude de le chauffer dès son arrivée de la carrière ou du magasin

en en brassant la masse de manière que toute trace d'eau ou même d'humidité disparaisse; il n'est pas nécessaire, pour obtenir ce résultat, d'avoir recours à des appareils spéciaux; on se contente parfois d'effectuer cette dessiccation dans de vieilles chaudières ou dans des bacs grossièrement chauffés.

La grosseur qui lui convient résulte du tamisage qu'on lui fait ensuite subir afin de ne conserver que des grains de dimensions convenables et aussi uniformes que possible; il doit passer au travers des mailles d'un tamis de 80 trous au centimètre carré et être retenu sur un tamis de 100 trous, sauf pour certains travaux qui seront signalés dans la suite.

On reconnaît pratiquement qu'un sable présente le mordant nécessaire en plongeant la main dans sa masse et en en prenant une poignée que l'on serre avec force; on ouvre ensuite la main pour le laissser tomber sans secousse; on doit alors constater que le sable reste attaché sur la paume de la main légèrement moite et, avec un peu d'expérience, en passant le doigt sur les grains adhérents, on juge s'ils sont suffisamment rugueux.

Il faut veiller essentiellement à ce qu'il conserve la qualité de sécheresse qui lui a été donnée, en l'emmagasinant dans des endroits totalement exempts d'humidité et, pour plus de précaution, en l'enfermant dans des coffres isolés du sol et des murs.

L'Émeri en poudre est rarement employé, non seulement en raison de son prix plus élevé, mais parce que son action est moindre que celle du sable; cette matière semble se briser plus vite.

Un corps tout récemment entré dans le domaine industriel est utilisé en Amérique pour certains travaux sur le verre et les métaux très durs; c'est le Carborundum, composé de silicium et de carbone (carbure de silicium) obtenu au four électrique.

Le carborundum est extrêmement dur; il est incombustible, infusible et assez lourd; sa densité est sensiblement la même que celle du diamant, et il se présente sous la forme de cristaux qui restent réguliers quelle que soit la finesse de pulvérisation et qui, par conséquent, conservent la vivacité de leurs arêtes.

Tel qu'il est livré au commerce, le carborundum est un mélange du produit pur et du produit brut contenant du graphite provenant du noyau de charbon sur lequel il s'est déposé au four électrique, ainsi que diverses autres impuretés. On a fait ce mélange en broyant et en lavant les couches utilisables et on le classe ensuite en cristaux et en poudres qui servent principalement à la fabrication de meules très estimées, par agglomération avec différents ciments, ou à celle de toiles pour le polissage.

Pour le dépolissage et la gravure du verre, pour rafraichir ou repiquer les meules dites d'émeri, pour la mise au vif des métaux durs ou trempés, etc., on peut se servir de la poudre de carborundum d'un degré moyen de finesse.

Enfin, pour remplacer le sable, il y a la Grenaille de fonte, qui est fabriquée exprès et dont le prix est le seul inconvénient; cette poussière de fonte dure est très bonne et produit sur les objets l'effet du diamant; on l'obtient en faisant passer de la fonte liquide au travers de trous pratiqués dans le fond d'une poche en matériaux réfractaires; ces petits jets de métal en fusion tombent dans un espace d'où l'air a été préalablement chassé et où ils sont exposés à l'action de filets de vapeur sous pression qui les surchauffent et en forment des globules; puis ils atteignent une couche d'eau froide où ils subissent la trempe qui leur donne une dureté excessive.

(Voir, à l'appendice, pour plus de détails sur l'origine de cette fabrication, le brevet Tilghman du 6 décembre 1872.)

Pression du fluide moteur. — Il est difficile, dans l'état actuel d'une question où l'on s'est toujours laissé entraîner par la pratique seule, de se prononcer péremptoirement sur la valeur de la pression la plus convenable à choisir dans chacune des applications du

procédé au jet de sable. Alors que des opérations n'exigent qu'une faible pression : 0 m. 40 à 1 m. 40 de hauteur d'eau, et même moins, comme dans le mousselinage du verre ou dans les applications relatives à la bijouterie et à la galvanoplastie fine, d'autres ont été exécutées avec de l'air comprimé à 3 kilog. (30 mètres d'eau environ) ou de la vapeur à 5 ou 7 kilog. ; le nettoyage des fers et aciers des viaducs métalliques, par exemple, plus ou moins souillés de fumée, de rouille, de graisse ou de vieilles peintures, a été fait dans de bonnes conditions par un jet de sable fonctionnant sous la pression de 2 kg. 8 au compresseur réduite à 2 kilog. environ à l'éjecteur[1].

En outre, la disposition de l'appareil en lui-même a bien sa valeur : dans les machines primitives, en effet, la tendance était de provoquer toute l'évolution du sable par le fluide, qui devait relever le sable avant de lui communiquer sa vitesse effective ; il était donc besoin d'une plus grande force qu'à l'heure présente où le mélange est, de différentes façons, formé au préalable.

Ainsi que nous le verrons plus loin, au lieu que le courant d'air comprimé entraîne *par aspiration* l'air extérieur et le sable, le dispositif en faveur est de faire rencontrer directement l'air sous pression et la masse du sable, ce qui supprime la nécessité de mettre en mouvement un volume considérable d'air presque complètement inutile et réduit en conséquence la pression initiale à atteindre.

On est ainsi parvenu à produire, dans les travaux courants, le même résultat, avec des pressions de 0 kg. 65 à 0 kg. 80, qu'avec des pressions beaucoup plus élevées soit au compresseur, soit à la buse ou bec ; ces pressions exagérées se dépensaient en pure perte tant pour aspirer l'air ou pour remonter le sable que pour lui communiquer une vitesse dont on espérait un meilleur rendement. Or, il a été reconnu en pratique que la force vive acquise par le sable entraîné à moindre pression était largement suffisante dans presque toutes les applications et que c'était à la vitesse moyenne que provoquait la hauteur manométrique ci-dessus que l'effet du jet de sable se traduisait le mieux.

Il est à remarquer à ce propos que les grains de sable soumis à des vitesses excessives se brisent en touchant avec violence la surface interposée, et qu'à la longue ils se réduisent en une poussière impalpable qu'il est plus difficile de mettre en mouvement et qui, à cause de sa moindre masse, possède moins de mordant ; il y avait donc nécessité de s'en débarrasser, d'où un déchet sensible de force et de matière ; cela se produit encore, évidemment, à la pression de 0 kg. 70, mais seulement après un temps d'emploi bien plus considérable.

Le paragraphe suivant fera, au surplus, mieux comprendre les progrès réalisés dans cet ordre d'idées.

Effets mécaniques. — Sur les métaux et les *corps durs*, l'effet produit par le jet de sable est généralement plus grand que sur les matières tendres ; le sable a d'autant plus de mordant sur l'objet que celui-ci est plus dur et que la vitesse est plus rapide ; il attaque et peut percer des matières plus dures que lui, le corindon, l'opale et les aciers trempés, par exemple.

La cohésion ou l'état des corps doivent toutefois être considérés ; c'est ainsi que, par son action sur le *marbre*, on n'obtient pas une surface régulièrement dépolie ou matée, à cause de sa composition intime qui n'est pas uniforme, puisqu'il présente des parties résistantes agglomérées avec des ciments moins durs.

Son action sur le *bois* est analogue, car, selon les essences, c'est tantôt la fibre qui est enlevée sur une petite profondeur, tantôt la partie molle ; cela permet parfois de très jolies décorations sur des surfaces ayant reçu de la peinture ou du vernis ; en

1. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale*, mars 1903, p. 431.

supposant (fig. 2) une partie de la pièce protégée d'une façon quelconque par un gabarit ou une réserve, on peut arrêter l'effet du jet de sable avant que tout le vernis soit effacé; il en résulte une sorte de grainage accompagné de stries dont le sommet a conservé la teinte du vernis ou de la matière colorante, teinte qui va en décroissant et se fond avec celle de la surface d'application.

Avec les *pierres* ordinaires, le décapage est rapide, et la gravure se fait aussi plus vite et mieux que sur le marbre; on peut produire des dessins en relief ou en creux sur les ardoises, le granit, la syénite et autres, avec les matières que nous avons précédemment passées en revue; l'air n'est comprimé qu'à 0 kg. 7 ou 0 kg. 8, et on protège les parties qui ne doivent pas être touchées par des gabarits et des patrons fixes ou mobiles.

Le *verre*, la gobeletterie et, en général, les matières similaires sont attaquées de deux façons; parfois le sablage doit avoir lieu en *pénétration*, pour graver en profondeur; dans ce cas, il est convenable de ne pas dépasser une pression de 0 kg. 80 à l'éjecteur, car, au-dessus, le rendement est moindre : le sable se brise, produit un choc moins mordant et est, finalement, perdu; on doit surtout prendre la précaution que de gros grains ne soient pas disséminés dans la masse du sable, car ils ont l'inconvénient de produire une cavité plus large à l'endroit qu'ils ont attaqué, d'où l'aspect d'une sorte de bavure un peu floue.

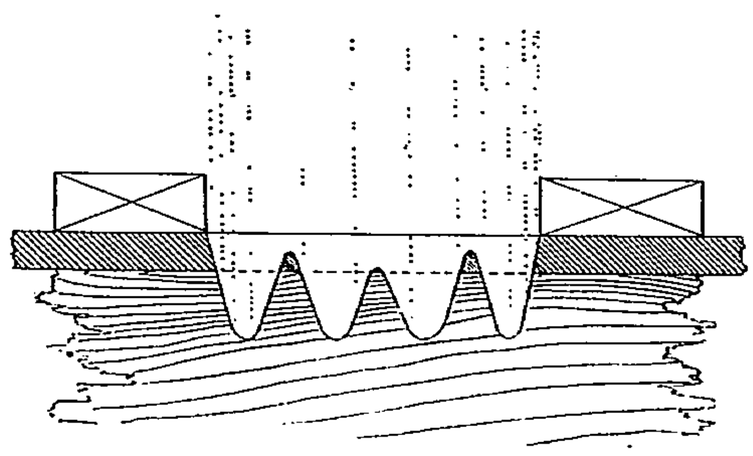


Fig. 2.

Quand le sablage est employé pour le matage et le *mousselinage*, on se sert au contraire de sable en poussière, c'est-à-dire qui a déjà travaillé et est moins actif; encore plus que pour le sablage en pénétration, il faut se précautionner contre la présence des grains exagérés qui piquent la surface; pour cette opération, la pression n'est que de 1 mètre à 1 m. 40 d'eau[1].

Le *caoutchouc* et le *celluloïd* ne sont pas attaqués par le jet de sable; cela n'a pas lieu d'une manière absolue, et il est évident qu'il use ces matières à la longue; mais, en particulier pour le celluloïd, on ne fait qu'un simple dépolissage; une action plus énergique réduirait ce corps en morceaux ou en plaques. On a utilisé cette propriété de résistance pour façonner les patrons en compositions où l'on rencontre une proportion plus ou moins forte de caoutchouc, de glycérine et autres.

Les métaux usuels, *fer*, *bronze*, *aciers* et *fontes*, sont particulièrement propices à recevoir l'action du jet de sable; dans les ateliers mécaniques, pour ne citer que ceux-là, ces métaux sont non seulement décapés et débarrassés de leurs souillures, mais le jet de sable les décroûte tous sans exception, c'est-à-dire les dépouille de l'espèce de *peau* beaucoup plus dure qui a subi le contact de l'air ou des moules; lorsque, postérieurement, les objets seront soumis à diverses manipulations sur des machines, les burins, mèches et outils quelconques seront bien moins émoussés que s'ils avaient d'abord dû entamer la croûte, et, de leur usure moins rapide, résulte une économie allant jusqu'à 50 p. 100 dans leur entretien.

On utilise l'action mordante du sable projeté en lame, mais surtout en jet, pour nettoyer les surfaces, trous, angles vifs et rentrants, bavures, etc., qui présentent ensuite un bel aspect uniforme et mat; c'est ce que l'on appelle *désabler* les pièces venant de fonderie, travail qui se faisait uniquement autrefois à la brosse et au burin avec tous leurs

1. Dans l'attaque en pénétration, une profondeur de 4 millimètres environ peut être faite à raison de 1 mètre carré par heure de surface de gravure effective; pour le matage simple, le travail fourni correspond à peu près à 5 mètres carrés à l'heure avec un seul jet et à 30 mètres carrés avec une lame de sable de 1 m. 50 de long sur 6 millimètres de large.

inconvénients ; il suffit de quelques minutes pour que le métal dur ou tendre soit complètement mis à vif et déroché ; les noyaux sont totalement dépouillés, et il est ensuite facile de débarrasser les pièces de tous les fils de fer ou armatures à l'aide desquels on tenait ces noyaux en place ; de plus, la vivacité des arêtes est remarquable, car les surfaces planes sont plus fortement attaquées que les coins et les angles, ce qui fait que les contours sont plus accentués.

Le décapage des plaques pour la *casserie* de tôle s'est longtemps fait au moyen de bains d'acide, et on le complétait en ponçant les surfaces avec du grès et d'autres matières à polir, qui enlevaient le mâchefer des plaques avant peinture, émaillage ou étamage ; cette méthode était imparfaite parce qu'on ne parvenait pas toujours à faire disparaître les dernières traces des scories incrustées dans la matière par le laminage et qu'elles conservaient quelque peu des bains d'acide où elles avaient été immergées ; des cloques et des boursouflements étaient possibles.

Avec le jet de sable, le métal est mis à vif par un procédé à sec, ce qui ne modifie pas la nature des scories interposées ou incrustées ; avec un jet sous une pression d'air de 0 kg. 75 on décape aisément 4 à 5 mètres carrés de tôle par heure.

Nous signalons simplement ici l'emploi du jet de sable pour le réaffûtage des vieilles *limes*, à propos duquel nous reviendrons en détail ; cette application n'est citée que comme exemple de l'attaque d'un métal trempé très dur et se présentant sous la forme des très fines arêtes que sont les dents de limes.

Dans la *zincographie*, basée sur l'usage d'un métal tendre par excellence, on donne aux plaques de zinc un grain absolument uniforme et de l'aspect désiré en choisissant un sable plus ou moins fin.

La *gravure* sur acier se fait avec des poudres d'émeri très fines.

Quant à l'application, en *lithographie*, du procédé au jet de sable, elle a lieu tant pour l'effaçage préalable des pierres que pour leur grainage ou granulation et même pour l'obtention des images ; dans ce dernier cas, on garnit de graisse toute la surface de la pierre lithographique, d'une manière bien uniforme ; on applique le patron, le décalque ou la réserve et on expose l'image à l'action du jet de sable qui enlève la couche de graisse sur les parties qui doivent rester blanches à l'impression et qui, de plus, produit des creux variables, dans la pierre, à ces mêmes endroits.

Les matières employées en bijouterie ou en *orfèvrerie* peuvent également être soumises à l'attaque par le jet de sable qui, à l'aide de réserves appropriées, rehausse l'aspect extérieur des objets fabriqués par le contraste du beau mat qu'il produit avec le brillant des autres parties de la surface ; on se sert alors d'un bon sable quartzeux et fin, et la pression doit, d'ailleurs, être à peine sensible.

En *céramique*, pour les porcelaines, faïences, terres diverses, il est facile de produire des ornements aux contours irréprochables, ce qui n'avait pas lieu par le système par impression ; pour cela, on applique un poncif en papier spécial, en métal, etc., qui sera reproduit négativement sur l'émail de la faïence ; on recouvre ensuite d'un émail coloré plus fusible que l'émail primitif et on porte au four ; la couleur ne se fixe que sur les parties qui ont été matées.

En résumé, on peut affirmer que le jet de sable peut attaquer les matières, quelles qu'elles soient, contre lesquelles s'éteint son énergie ou dans lesquelles il pénètre par incrustation et qu'il arrive à fendiller et à user (cas des *vieilles peintures*) ; la nacre, la corne, le coroso et autres éléments de la fabrication des *boutons* et menus objets, l'ivoire, l'albâtre, le papier, etc., ne résistent pas à son action plus au moins prolongée.

Protection des surfaces. — Il faut établir une distinction entre les objets qu'il s'agit de décorer grossièrement ou seulement de marquer par grandes quantités, et ceux qui

seront soumis à un travail unique et où, par conséquent, le poncif ou la réserve seront perdus après l'opération.

Pour produire des inscriptions, noms de firmes, marques, etc. (la plupart du temps d'un modèle simple) devant se répéter sur beaucoup de pièces, on peut employer le celluloïd, le caoutchouc durci, le zinc ou l'acier ; on découpe des patrons avec une scie fine selon les contours que l'on désire ; on enlève ainsi la partie de la plaque utile au dessin et le jet de sable pourra, de la sorte, attaquer l'objet dans le vide que présente le modèle.

La précaution à prendre pour que les contours du modèle soient nettement reproduits, c'est d'appliquer aussi fortement que possible le patron sur la pièce à décorer.

Pour maintenir en place l'intérieur des marques, on peut réserver (fig. 3) des attaches qui, naturellement, seront répétées sur l'objet ou encore les relier aux parties fixes par de petits ponts formés d'un fil de fer recourbé en U (fig. 4) et rivé sur chacune des parties qu'il s'agit de retenir à un certain écartement.

Le cas ci-dessus est celui de lettres apparaissant en mat sur fond uni ; lorsqu'il s'agit au contraire d'obtenir des dessins unis sur fond mat, on emploie des séries de lettres en métal telles qu'on les trouve dans le commerce, ou bien on découpe des modèles aux contours désirés ; par les ouvertures pratiquées, on étend sur la surface à

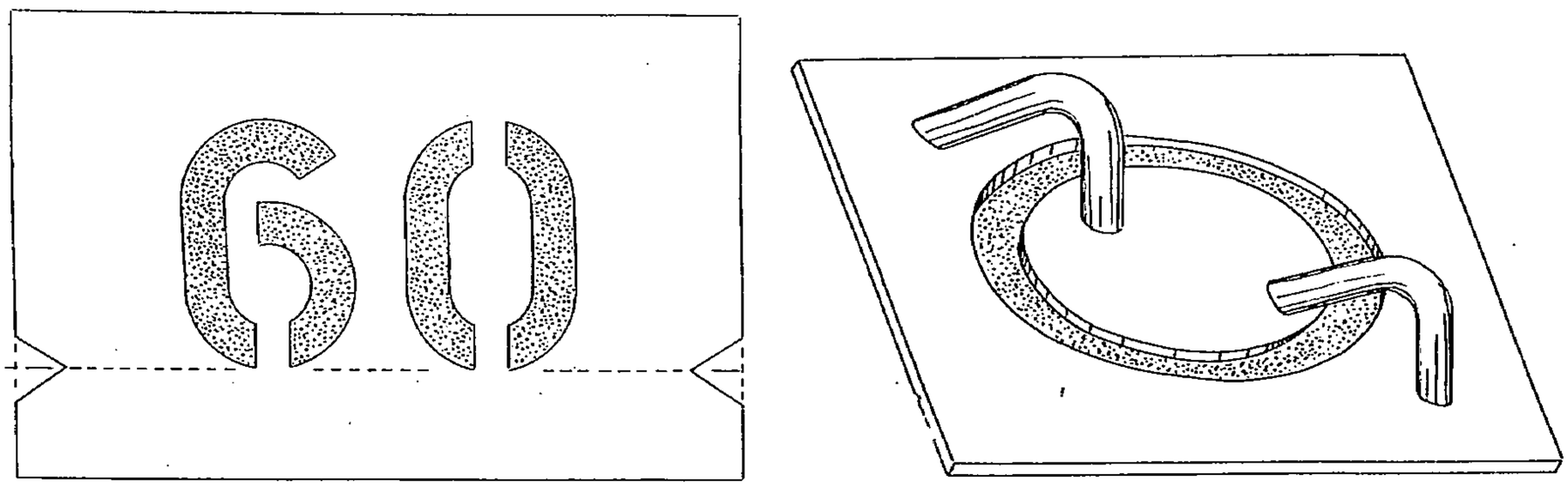


Fig. 3 et 4.

mater un enduit séchant rapidement, non attaquable par le jet de sable et qu'un simple lavage fera disparaître une fois l'opération terminée.

Pour le verre, la composition du vernis des réserves se compose de colle de dextrine et de glycérine, mélange auquel on ajoute un peu de couleur pour le rendre apparent.

Une formule d'enduit préconisé par quelques fabricants est la suivante : $\frac{2}{3}$ de china-clay pour $\frac{1}{3}$ de dextrine, que l'on mélange parfaitement et que l'on passe à travers un tamis fin ; on y ajoute un peu de glycérine pour obtenir un mastic que l'on délaye ensuite avec de l'eau jusqu'à ce qu'il prenne un aspect sirupeux. Plus on ajoute de glycérine, plus le mastic est lent à sécher quoique, par contre, il devienne plus résistant.

Ce mastic est appliqué à l'aide d'une stapule à travers les découpures du modèle serré fortement sur les surfaces à mater ; on le laisse un peu sécher sur la pièce et on le soumet à l'action du jet de sable au plus tard une heure après l'application du mastic ; l'opération achevée, on enlève l'enduit par un lavage à l'eau.

Bien d'autres matières peuvent être utilisées pour recouvrir les parties qui ne doivent pas être atteintes par le jet de sable : caoutchouc en dissolution, bitume de Judée, etc. ; les fabricants indiquent, ordinairement, gratuitement la façon de construire les modèles à laquelle ils donnent la préférence.

Lorsque, sur un objet à décorer, on veut procéder à un travail unique, on forme les

réserves au moyen de papier buvard servant de support, de part et d'autre, à une couche de colle de Givet mélangée à de la glycérine en proportion plus ou moins forte; la pièce est également enduite de colle de Givet et reçoit le papier buvard, sur lequel on applique encore deux autres couches de la mixture ci-dessus.

Un ouvrier graveur enlève ensuite le papier buvard avec soin, ses outils étant en état d'entretien suffisant pour ne pas produire de bavure; le verre apparaît alors nettement mat sous les parties de papier qui ont été ainsi enlevées.

Pour des ouvrages d'une finesse supérieure et qui doivent donner un dessin non interrompu, on peut procéder d'après un système analogue à l'impression : on reproduit un négatif du dessin ou de l'étiquette sur une plaque d'acier que l'on fait mordre par un acide à la profondeur de $\frac{3}{4}$ de millimètre environ; puis on applique sur la plaque une couche d'enduit résistant au jet de sable, couche que l'on recueille sur un papier de soie en soumettant à la presse la plaque d'acier ainsi préparée; tout le vernis adhère alors parfaitement au papier que l'on n'a plus qu'à appliquer sur l'objet, le côté de l'enduit étant, bien entendu, tourné contre la surface à décorer. (Consulter à l'appendice, à propos des réserves par impression, le brevet Tilghman n° 110.620 du 8 décembre 1875.)

Une action intéressante du jet de sable, à signaler ici, est celle qu'il produit sur les verres doublés, c'est-à-dire dont l'épaisseur est formée de deux couches dont l'une est colorée; en enlevant partiellement la couche de verre de couleur ou, parfois l'autre, au contraire; on met à découvert la surface de la seconde avec un aspect mat; le cas le plus simple qui nous vienne à l'esprit est celui des verres des lanternes de voitures ou d'automobiles : sur un fond transparent de couleur peuvent apparaître en blanc mat un numéro, un dessin, etc., obtenus par l'un des procédés de réserves ci-dessus décrits. La décoration des verres doublés d'appartements peut se faire avec le même succès; en outre, des tons différents de la même nuance résultent du changement dans le genre de sable mis en œuvre ou dans son énergie; ce travail est exécuté plus vite et avec beaucoup moins de difficultés que dans la gravure à l'acide.

Un genre de décoration assez en faveur est celui qui imite le verre givré; pour obtenir cet aspect, on commence par dépolir des plaques de verre ou des glaces polies sur une machine à mater semblable à celles que nous décrivons dans la suite et qui permettent de travailler, pour ainsi dire en toutes largeurs; le dépoli doit être poussé à fond, mais cependant avec une certaine finesse, et très régulier.

Les appareils utilisant une pression d'air de 0 kg. 600 à 0 kg. 800 sont très convenables pour cette opération et sont d'un rendement allant jusqu'à 500 mètres carrés par jour.

On recouvre ensuite le verre, en tout ou en partie, si l'on désire laisser des réserves, d'une bonne couche de colle de dextrine et on le porte à l'étuve pendant environ une journée, à une température uniforme de 65 à 75°; la colle durcit et se fendille assez irrégulièrement pour que les écailles ainsi constituées figurent suffisamment les vitres décorées de végétations hivernales.

Leur aspect peut être rendu encore plus gracieux par la protection de quelques parties, telles que des encadrements, des festons, etc., avant l'attaque par le jet de sable, par un des moyens que nous avons signalés; lesdites réserves se présenteront ultérieurement, par conséquent, en transparence, tandis que d'autres seront devenues mates ou givrées.

(*A suivre*).

APPENDICE

BREVET N° 90.894 DU 22 AOUT 1870

Benjamin Chew Tilghman, chimiste à Philadelphie.

Méthode de couper, percer ou user les pierres, les métaux et d'autres substances dures.

Cette invention consiste en un procédé pour couper, percer, user ou aplanir les pierres, les métaux, le verre et d'autres substances dures par un courant de sable, forcé avec une grande rapidité au moyen d'un jet de vapeur, d'air ou d'eau. L'introduction du courant de sable dans le jet de vapeur peut s'effectuer de beaucoup de manières.

Une de ces manières que j'ai trouvée très commode est de disposer deux tuyaux de fer concentriquement l'un dans l'autre, de manière à laisser entre eux un espace annulaire qui est fermé à un bout, et à l'autre est réduit à une étroite ouverture annulaire. Au tuyau intérieur on fournit un courant réglé de sable, tandis qu'on fournit au tuyau extérieur de la vapeur qui s'élance avec une grande vitesse par l'ouverture annulaire. Ce courant rapide de vapeur aspire un courant d'air à travers le tuyau intérieur et l'air emporte le sable et fait qu'il se mêle avec le jet de vapeur qui donne au sable une vitesse proportionnée à sa propre pression.

Un troisième tuyau ou bec, un peu plus grand que l'ouverture annulaire, qui l'entoure et le dépasse, reçoit les courants mêlés de vapeur, d'air et de sable et les retient en contact pendant le temps qui est nécessaire pour que le sable gagne la rapidité du courant de vapeur. Enfin les courants mêlés s'échappent du bout ouvert du tuyau à bec et ils sont dirigés vers l'objet qu'on désire tailler ou user.

En donnant différentes formes à ces courants mêlés, ou en les dirigeant entre des plaques d'acier bien trempé, ou en donnant un mouvement convenable aux objets sur lesquels on veut agir ou aux tuyaux eux-mêmes, il est évident qu'on peut obtenir des coupures de toutes formes désirées. J'ai observé qu'un effet relatif plus grand est obtenu quand on passe les courants mêlés rapidement et latéralement par-dessus l'objet, car il paraît que lorsqu'on continue à diriger les courants sur le même endroit, les grains de sable s'entrechoquent dans leur contact avec la paroi. Plus la pression du jet forcé, lancé, est élevée, plus la vitesse donnée au sable sera grande et plus l'effet en sera fort pour couper ou user les objets ; je crois qu'on trouvera plus économique de se servir de la vapeur à la plus haute pression possible.

Généralement, j'ai employé du sable siliceux, donnant la préférence plutôt aux grains fins qu'aux grains gros. Quelquefois je me suis servi de petits globules de fonte; on peut se servir de grains d'autres substances dures. Avec un courant de sable d'une grande rapidité, on peut couper ou user des substances beaucoup plus dures que le sable dont on se sert. Avec du sable siliceux commun, j'ai usé ou coupé du corindon et même du diamant noir, quoique bien lentement. Avec du plomb de chasse, j'ai coupé ou usé du quartz. La vapeur, l'air ou l'eau sont les substances que je préfère pour former le jet forcé, mais on peut se servir de tout autre gaz ou liquide.

BREVET N° 90.894. ADDITION DU 2 JANVIER 1872

Mes perfectionnements consistent à tailler, forer, dépolir, dresser, pulvériser et graver les pierres, les métaux, le verre, le bois et d'autres substances dures ou solides, par un courant de sable ou de grains de quartz ou d'autres matières convenables lancés artificiellement comme projectiles avec rapidité contre ces substances par une méthode quelconque de propulsion convenable.

Le moyen de propulsion du sable que je préfère est un jet ou courant de vapeur, d'air, d'eau ou tout autre gaz ou liquide convenable ; mais on peut se servir de toute force directe de propulsion, comme par exemple les coups rapides des ailerons d'un ventilateur qui tourne rapidement, ou la force centrifuge d'un tambour ou d'un tuyau tournant, ou toute autre machine convenable.

Plus la pression du jet est grande, plus la vitesse donnée aux grains de sable est grande aussi, et plus l'effet produit est puissant sur la substance solide.

Avec une grande vitesse de choc, les grains de sable usent des substances beaucoup plus dures qu'eux-mêmes ; ainsi on peut tailler le corindon avec du sable de quartz, et le quartz même avec de petits grains de plomb.

Quelquefois je me suis servi de petits grains ou globules de fer ou de fonte.

En me servant du mot sable, dans cette description, je fais allusion à toutes les substances dures réduites en poudre ou poussière, et dont le sable de quartz commun est le type.

L'acier le plus dur, le fer de fonte blanche ou trempé, ou tout autre métal peut être taillé ou dépoli par un courant de sable de quartz rapidement lancé.

On peut par ce moyen nettoyer et aplanir les surfaces des articles en métal fondu ou en métal battu, et enlever les scories, les écailles et toutes les autres incrustations. Ce moyen de nettoyer les métaux peut aussi être utilisé pour les préparer à l'étamage, à l'émaillage ou à être couverts de substances métalliques ou autres.

Les surfaces des pierres de taille, dans les maisons ou ailleurs, peuvent être renouvelées ou nettoyées de cette manière.

Avec des écrans, des poncifs ou des recouvrements convenables, on peut graver des lettres ou des dessins sur certaines substances.

En variant la forme, le nombre et la direction des courants de sable lancés, et en donnant à ces courants et aux articles sur lesquels on veut opérer, des mouvements convenables, au moyen de tours ou autres appareils mécaniques, on peut faire des entailles ou des trous de toute forme et de toute grandeur.

Quand on se sert d'un sable cassant comme le quartz ou l'émeri et qu'on le lance avec grande force contre une matière dure, les grains se cassent par le choc et sont réduits en une poudre fine ; on peut se servir de ce procédé comme moyen de pulvérisation. Dans l'exploitation des mines où l'on se sert d'un jet d'eau d'une grande pression, l'addition de sable à ce jet d'eau permet de couper ou user des substances dures et tenaces sur lesquelles l'eau n'aurait que peu ou point d'effet.

Des cailloux ou des pierres d'un poids et d'un volume convenables pour que le jet d'eau dont on se sert puisse les projeter rapidement, produiraient, par choc et pénétration, des effets qui aideraient à l'action désagrégeante de l'eau.

Jusqu'ici, quand on s'est servi du sable comme moyen pour tailler ou dépolir, on l'a appliqué entre deux substances solides en mouvement l'une sur l'autre sous une grande pression pour faire un grand nombre de rayures, comme dans la méthode ordinaire pour tailler la pierre et le verre, ou sous la forme solide comme les meules ou le papier de verre, ou quelquefois dans un état semi-fluide comme quand l'on frotte ou remue un corps dans une masse de sable.

Le caractère particulier à mon invention et qui la distingue des autres manières de tailler et dépolir, c'est que chaque grain de sable agit par sa propre vitesse et son propre mouvement, comme une balle ou un projectile, et pulvérise, taille ou dentelle les objets qu'il frappe.

De cet effet particulier, il s'ensuit que quelques substances, comparativement douces, sont en même temps tenaces ou malléables ou élastiques et ne se pulvérisent pas sous les chocs, comme le cuivre, le plomb, le papier, le bois et le caoutchouc ; ces substances se taillent et se dépolissent moins rapidement par le jet de sable forcé, principalement à une vitesse modérée, que des substances fragiles ou pulvérisables, telles que la pierre, le verre ou la porcelaine.

Un autre effet singulier du jet de sable forcé, c'est que la taille ou le dépolissage s'effectue sur des surfaces irrégulières, sur des trous, des angles et des creux, sur lesquels on peut à peine agir d'une autre façon.

Je crois que généralement la vapeur est l'agent le plus convenable pour former le jet d'impulsion, principalement pour les grandes vitesses ; mais dans quelques cas l'air ou l'eau peuvent être employés à meilleur marché.

Je me suis servi de toutes pressions de vapeur, quelquefois au-dessus de 27 atmosphères, et j'ai trouvé que l'efficacité augmente avec la pression.

Je crois que quand on veut tailler ou dépolir rapidement une substance dure, il est avantageux d'employer la vapeur à une pression aussi haute que possible ; mais chaque ouvrier peut choisir la pression qui est la plus convenable suivant les circonstances et suivant le travail qu'il veut faire.

Voici une méthode pour mettre à exécution mon invention ; par exemple pour tailler une pierre, avec le sable de quartz lancé par un jet de vapeur, à une pression d'environ 24 atmosphères.

On alimente (fig. 1) un entonnoir *a* de sable, qui par un tuyau flexible ou par une charnière *b* est relié à un tuyau de fer ou d'acier *c* d'une longueur convenable et d'un diamètre intérieur de 4 mm. 25, que j'appelle le tuyau à sable.

Ce tuyau est solidement maintenu au centre d'un autre tuyau de fer ou d'acier *d* d'un diamètre intérieur d'environ 12 millimètres, que j'appelle le tuyau de vapeur.

L'intervalle entre les deux tuyaux est fermé à l'extrémité *e*.

A l'autre extrémité, les deux tuyaux sont de même longueur, mais le diamètre du tuyau extérieur *d*

est diminué intérieurement à 7 millimètres et le tuyau intérieur c est réduit à un diamètre extérieur de 6 millimètres, de manière à laisser entre les deux tuyaux une ouverture annulaire régulière d'environ un demi-millimètre de largeur sur une longueur de 6 millimètres ; cette ouverture s'élargit ensuite peu à peu jusqu'au diamètre entier du tuyau de vapeur.

Cette ouverture annulaire *m* est le passage pour laisser échapper la vapeur.

Le tuyau de vapeur *d* est relié à la chaudière par les orifices *f*, la boîte *g*, les stuffing-boxes *h* et les tuyaux articulés *o*, de manière qu'on puisse les manœuvrer dans toutes les directions.

Un tuyau en fer, fonte ou acier *i* (que j'appelle le tuyau à bec), d'un centimètre de diamètre intérieur et de 15 centimètres de longueur, est attaché au bout du tuyau à vapeur.

Le bout du tuyau à sable est exactement ajusté et fortement maintenu au centre du tuyau de vapeur *d*,

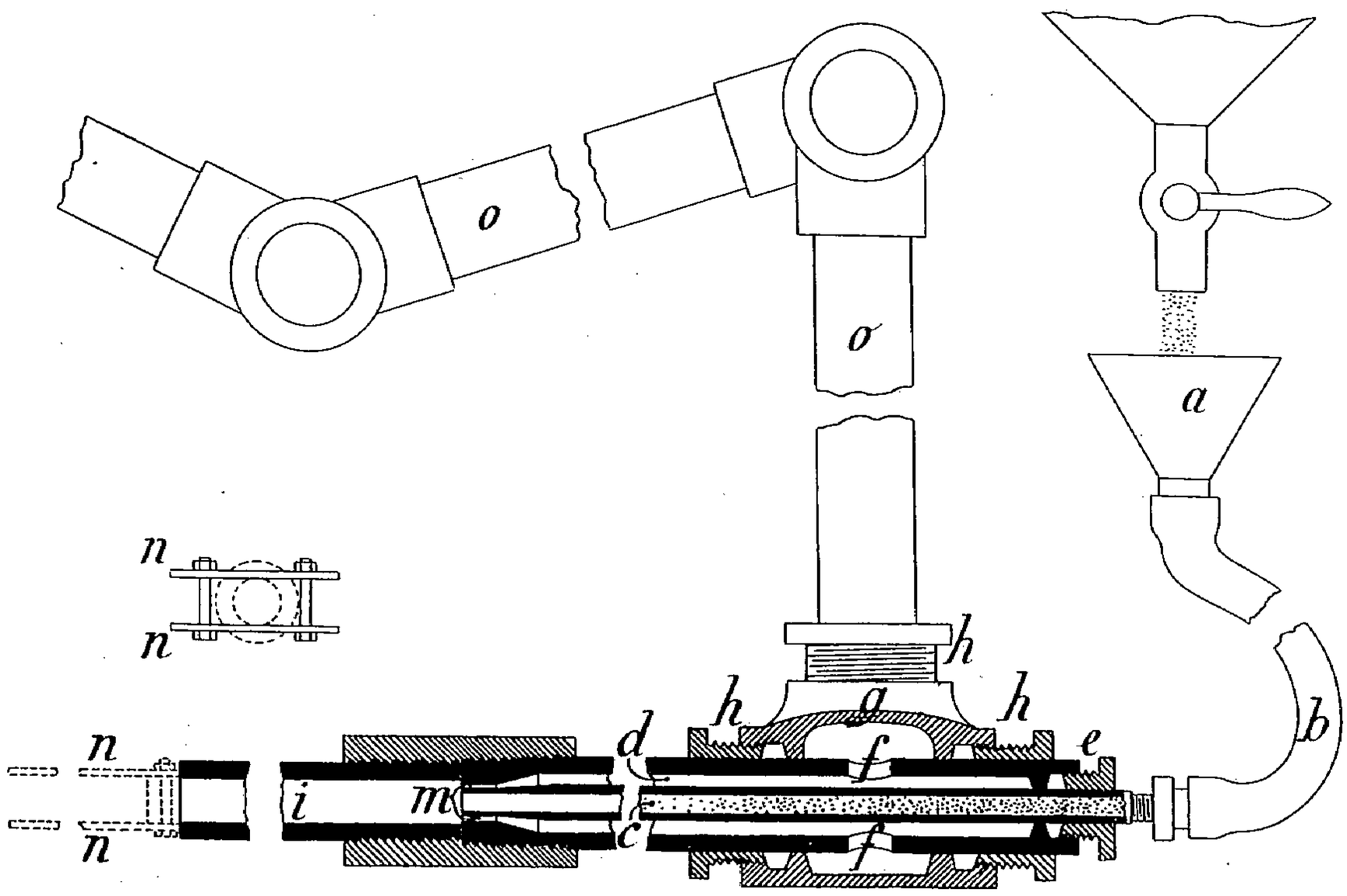


Fig. I.

de manière que l'ouverture annulaire soit partout de la même largeur ; le tuyau à bec est ajusté de manière que son axe s'accorde parfaitement avec l'axe du jet de vapeur qui s'élance de l'ouverture annulaire.

L'ajustement parfait de ces tuyaux est de grande importance.

On règle le diamètre du tuyau à bec par expérience, suivant la grandeur du jet de vapeur et sa pression, pour produire la force d'aspiration dont on a besoin dans le tuyau à sable.

Pour être bref, j'appellerai le jet de sable, lancé par la vapeur, l'air, etc., *le jet de sable forcé*, et le système de tuyaux pour le produire, *la tuyère*.

Le sable dont on se sert doit être tamisé également et doit être net, dur, coupant et sec, pour passer régulièrement au travers d'un petit trou, sans l'engorger.

J'ai trouvé que du sable qui passerait par un tamis de 16 fils par centimètre et qui ne passerait pas par un tamis de 19 fils par centimètre, taillait plus rapidement que du sable qui passerait par un tamis de 8 fils sur le centimètre et ne passerait pas par un tamis de 12 fils sur le centimètre.

La vapeur doit être sèche et sans eau condensée ; quand on s'en sert à quelque distance de la chaudière à vapeur, il faut employer un purgeur, ou bien envelopper les tuyaux.

Voici la manière de procéder :

On ouvre le robinet de vapeur ; cette vapeur s'élance avec une grande vitesse à travers l'ouverture annulaire *m*, ce qui produit une aspiration et un courant d'air dans le tuyau à sable *c*.

Une soupape s'ouvre alors dans la caisse à sable et laisse échapper dans l'entonnoir *a*, d'un demi-litre à un litre de sable à la minute ; ce sable est aspiré par le jet de vapeur et refoulé par celui-ci à travers

le tuyau à bec, avec une grande vitesse ; enfin il frappe contre la pierre à tailler qu'on tient à environ 25 millimètres de distance du bout du bec.

Les fragments de sable et de pierre, et la vapeur s'échappent de côté et en arrière. On voit au point de contact du sable et de la pierre une lueur d'une rougeur fade.

Si on dirige le jet de sable forcé régulièrement au même endroit, on pratique peu à peu un trou qui, à la surface, est plus grand en diamètre que celui du jet de vapeur, mais qui devient plus petit et conique à mesure qu'il pénètre dans la pierre.

J'ai remarqué que cette tendance à former un trou conique augmente selon la dureté de la substance sur laquelle on opère et qu'elle diminue quand on augmente la pression et la vitesse du jet.

Pour faire un trou ou une coupure ayant les côtés parallèles, je trouve qu'on doit incliner un peu le jet des deux côtés alternativement.

L'angle d'inclinaison doit varier selon la dureté de la pierre et la pression du jet dont on se sert.

En coupant le granit par un jet de vapeur d'environ 24 atmosphères, je trouve qu'une inclinaison d'un sur neuf fait une coupure parallèle. En se servant de la brique douce, avec le même jet et sans inclinaison, les côtés de la coupure sont presque parallèles.

Il faut toujours laisser un espace assez grand pour permettre au courant de vapeur et de sable de s'échapper et par conséquent lorsqu'on veut pratiquer une entaille profonde, son diamètre ou sa largeur doit être assez grand pour permettre à la vapeur de s'échapper autour de la tuyère quand elle est près du fond.

Quand on pratique des trous, je trouve convenable de se servir d'une tuyère courbée à environ 5 centimètres derrière le jet annulaire, suivant un angle de un sur neuf et d'employer un tuyau à bec n'ayant que 5 centimètres de longueur.

En tournant et dirigeant la tuyère sur toutes les parties successivement, on peut pratiquer un trou de toute forme et à parois parallèles, ou on peut élargir le trou à la partie inférieure de manière que le diamètre du bas soit plus grand que celui du haut. Les trous pour faire sauter les mines peuvent être faits de cette manière.

Pour pratiquer des rainures longues et étroites, j'ai trouvé convenable de disposer des plaques conductrices de fer ou d'acier *n*, d'environ 37 millimètres de largeur, faisant saillie d'environ 75 millimètres au delà du bout du tuyau à bec et laissant entre elles un espace égal au diamètre du tuyau à bec. Le but de ces plaques est d'empêcher le jet de sable de s'écarter afin de faire les bords de la surface de la rainure plus unis et plus réguliers.

Pour tailler des pierres et produire une surface unie, j'ai trouvé à propos de pratiquer d'abord une rainure étroite de 12 millimètres de profondeur, ensuite de casser ou de fendre le bord saillant, puis de continuer à creuser plus profondément la rainure et de casser de nouveau le bord saillant, et ainsi de suite.

Lorsque la dureté des différentes parties de la pierre n'est pas égale, l'ouvrier doit continuer à diriger le jet sur les parties dures, jusqu'à ce qu'il voit qu'elles sont usées au niveau nécessaire, et il doit le faire passer rapidement sur les parties tendres dès qu'il voit qu'elles sont taillées suffisamment.

Comme la plupart des pierres contiennent alternativement des parties dures et des parties tendres, il faut que l'ouvrier fasse grande attention pour obtenir une surface unie.

Un garde-vue en tôle est disposé pour protéger la figure et les yeux contre le sable rebondissant, et une fente étroite dans la tôle permet d'observer et de régler la marche de l'opération.

On déplace la tuyère et la pierre soit à la main, soit par toute machine convenable, afin de produire la forme voulue de coupure ou d'entaille.

Si l'axe du tuyau à bec et des plaques conductrices ne s'accorde pas exactement avec l'axe du jet de vapeur, ces plaques s'usent rapidement par le jet de sable forcé.

Si un obstacle quelconque engorge un côté de l'ouverture annulaire du jet de vapeur, le jet de sable forcé est détourné de côté et use bien rapidement le tuyau à bec.

Même dans les circonstances favorables, le jet de sable use peu à peu le tuyau à bec ; l'ouvrier doit y faire attention et le renouveler quand c'est nécessaire. Au lieu d'un jet annulaire de vapeur, dans le centre duquel on introduit le sable, je me suis quelquefois servi d'un jet central de vapeur, introduisant alors le sable par un tuyau annulaire qui entoure le jet de vapeur ou d'air.

Il est certain que la méthode qui vient d'être décrite et qui consiste à introduire le sable dans le jet de vapeur par l'aspiration que produit ce jet lui-même donne de bons résultats, mais on doit comprendre que je ne m'y borne pas.

Je sais que de cette manière une partie de la pression du jet est perdue, mais je crois que les avantages pratiques contrebalancent cette perte. Quelquefois je me suis servi d'un vase fort et clos pour contenir le sable et j'ai introduit un courant de vapeur, d'air ou d'eau sous pression, par-dessus le sable ; et alors en réglant convenablement le robinet du tuyau qui aboutit au haut du vase clos, et le robinet du tuyau qui conduit au jet forçant, j'ai obtenu un courant de fluide qui, refoulé par le vase clos, entraînait une certaine quantité de sable dans le jet forçant.

Lorsqu'on emploie de la vapeur de cette manière, il faut tenir le vase clos assez chaud pour que l'eau ne se condense pas dans le sable, ce qui l'empêcherait de s'écouler par les tuyaux.

Un courant d'air forcé dans la boîte à sable close, avec une pression plus grande que celle de la vapeur dont on se sert, peut être employé comme moyen de conduire le sable dans le jet de vapeur forçant.

J'ai remarqué que la quantité de pierre taillée par un même jet de sable est beaucoup plus grande quand on donne un espace suffisant pour laisser échapper la vapeur et le sable après qu'ils ont frappé la pierre que lorsque cet espace est étroit et limité.

Lorsqu'on donne à la tuyère ou à la pierre un mouvement latéral rapide, de manière que le sable frappe toujours une nouvelle partie de la surface, l'effet produit est beaucoup plus considérable que lorsque l'on dirige toujours le jet sur le même point.

Dans ce cas, il semble que le sable et la vapeur qui rebondissent de la pierre s'entrechoquent avec le sable frais qui est lancé contre la pierre. On voit cet effet nuisible particulièrement quand on veut percer un trou dont le diamètre n'est qu'un peu plus grand que celui du jet de sable forcé.

Je trouve que lorsqu'on tient un jet de sable forcé à une distance de 10 à 12 centimètres d'une pierre, on taille une quantité plus grande que lorsqu'on tient le même jet à la distance de 25 millimètres seulement. Aussi, lorsqu'on dirige un jet de sable forcé suivant un angle de 30 à 45 degrés avec la face de la pierre, on taille une plus grande quantité que lorsque le même jet à la même distance (25 millimètres) est dirigé à angle droit sur la face de la pierre. La divergence du jet de sable le répand sur une surface plus étendue de la pierre en lui donnant en même temps plus d'espace pour s'échapper et l'empêcher de s'entrechoquer avec le sable frais qui arrive ; voilà ce qui me paraît l'explication de cet effet.

Mais je trouve que, pour pratiquer une rainure étroite, on fait plus de progrès en tenant la tuyère à angle droit avec la pierre et en approchant la pierre des plaques conductrices autant que sa forme le permet ; car quoique la masse de pierre taillée soit moindre qu'à une plus grande distance, l'effet est plus concentré et plus limité au point et à la direction voulus.

La quantité de sable dont on se sert avec un certain jet de vapeur peut varier considérablement selon le but à atteindre. Lorsqu'on veut tailler une pierre douce sur une grande surface, de manière à laisser une libre issue latérale, on peut se servir d'une quantité de sable deux ou trois fois plus grande que celle indiquée ci-dessus ; mais quand on veut pratiquer une étroite rainure dans une pierre dure, une petite quantité de sable produit un meilleur résultat.

J'ai trouvé que les proportions, la grandeur et la disposition des tuyaux formant la tuyère donnent de bons résultats dans la pratique, dans les conditions sus-mentionnées ; mais j'entends ne pas m'y restreindre, car ces dispositions peuvent changer, selon la pression du jet employé et le travail qu'on veut faire, pour obtenir les meilleurs résultats, quant à l'économie de force et de temps.

Les points principaux auxquels il faut faire attention sont :

1° d'obtenir un jet forçant d'une grande vitesse ;

2° de fournir le sable régulièrement et de telle manière qu'il obtienne autant que possible la vitesse du jet forçant ;

3° de diriger le jet lancé sur le point désiré sans prodiguer sa force en usant le tuyau à bec ;

4° de donner une libre issue pour la vapeur et le sable, afin d'éviter la contre-pression et la collision.

Quand on ne veut tailler ou dépolir qu'une petite quantité de la surface d'une substance dure et quand on n'a besoin que d'une vitesse modérée du sable, on peut utiliser le courant d'air produit par un ventilateur ordinaire.

Je me suis servi de cette méthode pour tailler ou dépolir le verre, la porcelaine ou la faïence et pour agir sur des surfaces entières ou sur des surfaces couvertes en partie ou protégées afin de produire des lettres, des ornements ou des dessins gravés.

Pour graver des dessins, l'air est plus convenable que la vapeur, comme jet forçant, parce que le sable reste sec et rebondit, laissant la partie travaillée nette et claire ; tandis qu'en employant la vapeur, le sable devient humide et s'attache et quelquefois engorge les lignes fines et les angles.

Le sable, fourni au courant d'air par sa propre pression dans une colonne d'une hauteur suffisante, est entraîné par l'air dans un tube ou tuyau clos et frappe contre le verre qu'on tient et promène vis-à-vis de la bouche du tuyau, pour tailler, dépolir ou étoiler la surface.

Une disposition que j'ai trouvée convenable, pour des carreaux de verre, est représentée par les coupes longitudinale et transversale, fig. II et III du dessin ; mais je ne m'y restreins pas, les dispositions mécaniques pouvant varier.

Le courant d'air du ventilateur, à une pression d'environ 10 centimètres d'eau, est conduit par le tuyau *a* (d'environ 30 centimètres de hauteur et de 60 centimètres de largeur) et descend dans le tuyau vertical *b* (d'environ 60 centimètres de haut, 1 m. 50 de long et 25 millimètres de large), puis s'élance avec une vitesse proportionnée à sa pression. Le bout supérieur du tuyau *b* est régulièrement alimenté par la boîte *c* au milieu du tuyau à sable *d* (d'environ 0,30 de haut et d'une section de 1 m. 50 sur

12 millimètres) dont l'extrémité inférieure est formée par une plaque de fer percée de trous d'environ 6 millimètres de diamètre et à une distance de 12 millimètres afin de pouvoir fournir environ 40 à 50 centimètres cubes de sable par minute par chaque centimètre carré de section du tuyau à air *b*.

En descendant dans le tuyau *b* le sable atteint une vitesse proportionnelle à celle du jet d'air et frappe contre les carreaux ou les verres *f* qu'on fait passer devant le tuyau *b* à une distance d'environ 25 millimètres au moyen d'un système de courroies de caoutchouc (de 25 millimètres de large et à une distance de 75 millimètres) animées d'un mouvement de translation de 10 centimètres à la minute, de manière que chaque partie du verre soit exposée à l'action du jet de sable forcé pendant environ 15 ou 20 secondes.

Après avoir frappé le verre, l'air et le sable rebondissent, passent dans les boîtes latérales *g* (fig. III) et sont conduits dans le grand réservoir à précipitation *h* où ils perdent leur vitesse, et le sable se pré-

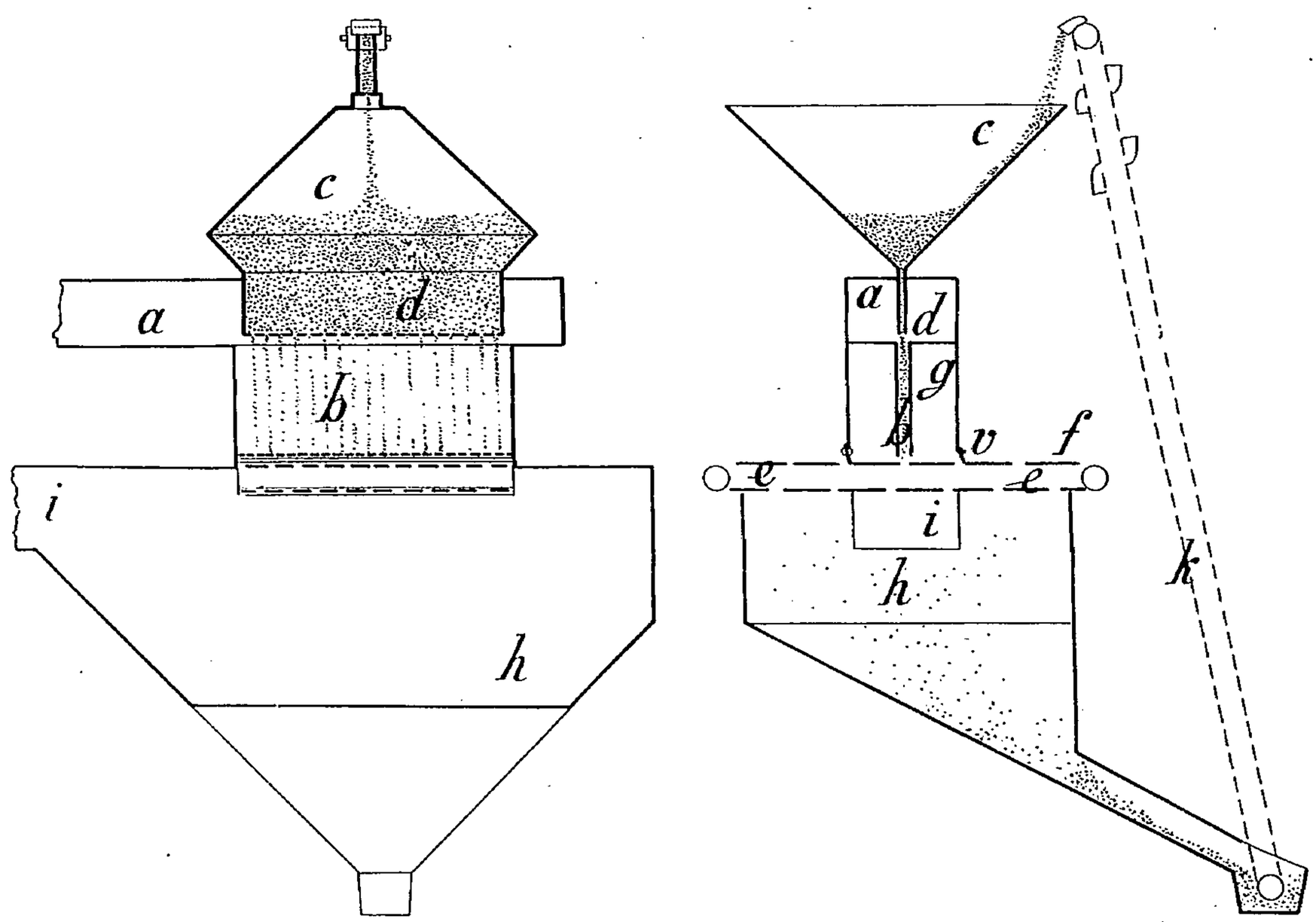


Fig. II et III.

cipite au fond, tandis que l'air continuant son chemin retourne par le tuyau *i* (fig. II) au centre du ventilateur où il reçoit une impulsion nouvelle.

Pour diminuer la quantité de poussière et de sable qui s'échappe, les côtés des boîtes sont munis de clapets en caoutchouc *v* qui se ferment avec une légère pression élastique sur les carreaux ou verres en mouvement.

Il y a communication directe des boîtes *g* à la chambre *h* de manière que la pression du jet maintienne les carreaux de verre sur les courroies *e*.

Le sable qui se précipite au fond du réservoir *h* est remonté par l'élévateur *k* dans la boîte à sable *c*. On s'en sert constamment jusqu'à ce qu'il devienne trop fin. En faisant le réservoir *h* assez grand et en le divisant en différentes chambres, la poussière et la poudre de sable et de verre, de différents degrés de finesse, peuvent être recueillies séparément et utilisées comme substances propres à tailler et à polir.

J'ai trouvé convenable en pratique de mettre une soupape ou un bouchon au fond du tuyau à sable *d*, pour arrêter l'alimentation du sable à volonté. Pour éviter des complications, cela n'est pas figuré dans le dessin, mais on peut aisément concevoir cet arrangement.

Suivant que la pression du jet est plus grande ou plus petite que celle mentionnée ci-dessus, il faut plus ou moins de temps pour tailler ou dépolir la surface du verre.

Avec un jet à la pression sus-mentionnée, des recouvrements en papier à écrire fort, ou en fils, dentelle, collés ou pressés sur le verre, dureront assez longtemps pour qu'on puisse tailler ou dépolir entièrement les surfaces non couvertes et produire des dessins ou des ornements gravés sur le verre. Quand on veut produire des dessins ou des ornements à travers la couche colorée d'un verre de couleur, le recouvrement doit être d'une force ou d'une dureté proportionnelle à l'épaisseur qu'on veut tailler dans le verre.

La ténacité, l'élasticité et la non-fragilité paraissent les qualités nécessaires pour les substances servant à faire les recouvrements, afin qu'elles résistent à l'action du sable.

Le caoutchouc, principalement quand il est vulcanisé, possède les qualités désirées à un degré éminent et peut être regardé comme un type de ces substances. Le parchemin et le papier parcheminé possèdent une ténacité considérable.

En couvrant le papier ou les fils avec un vernis tenace élastique, ou en les trempant dans cette préparation, on peut augmenter la durée des recouvrements ou poncifs.

Je me suis servi dans ce but d'une composition de colle et de glycérine que les imprimeurs emploient pour leurs rouleaux.

Quelquefois j'ai employé, comme recouvrement, le blanc de plomb et quelquefois une couleur faite d'une solution aqueuse de dextrine ou de gomme britannique, mêlée à un tiers de son poids de glycérine et épaissie avec de la litharge.

On peut faire le poncif en le dessinant avec un pinceau, en mettant la couleur d'une manière épaisse ou en se servant des poncifs en imprimant avec des planches.

On peut aussi couvrir le verre entièrement de couleur et ensuite, lorsqu'elle est sèche, découper le dessin dans la couche de couleur.

Une couche de cire résiste à un jet d'une pression de 25 millimètres d'eau refoulant du sable qui a passé par un tamis de 50 fils par 25 millimètres.

Des procédés photographiques bien connus produisent sur des surfaces unies une pellicule de gélatine bichromatée qui couvre certaines parties de la surface et laisse d'autres parties découvertes. Je trouve que cette pellicule peut résister à l'action d'un jet de sable fin, comme celui dont nous venons de parler, pendant assez longtemps pour qu'on puisse produire une taille ou gravure sur la surface découverte ; de cette manière, j'ai gravé des tableaux photographiques. Plus le sable dont on se sert est fin, plus la substance recouvrante employée pour produire le dessin peut être faible et délicate.

Il y a beaucoup de procédés, qui sont connus et employés dans les arts, pour produire des impressions ou pour transmettre des dessins sur des surfaces ; on peut se servir de tous ces procédés par lesquels on peut reproduire un dessin assez tenace et assez résistant pour préparer une surface sur laquelle on agirait avec le jet de sable forcé.

Il y a beaucoup de matières, telles que les plantes, les feuilles, etc., qui peuvent être fixées à plat sur une surface et qui ont assez de force pour résister à un jet de sable fin, afin qu'on puisse graver leur contour.

Des dessins gravés par le jet de sable forcé à une certaine profondeur, soit en relief, soit en creux, sur une surface de verre ou d'ardoise par exemple, peuvent être reproduits par des procédés d'impression connus. Lorsqu'on soumet le bois à un jet de sable forcé, d'une vitesse modérée, les parties tendres ou fragiles s'usent plus rapidement et plus profondément que les autres et les veines du bois, les lignes dures et les nœuds se produisent en relief.

Lorsque le jet de sable forcé est dirigé à une vitesse modérée sur une surface métallique, il n'use qu'une petite partie du métal, mais les grains de sable font d'innombrables rugosités à sa surface et produisent un dépoli mat ou terne. En se servant de poncifs convenables, on peut par ce moyen graver des dessins sur des surfaces métalliques.

Si on veut, le sable peut être lancé par un courant d'air produit par l'aspiration ou par un vide partiel, fait d'une manière quelconque, comme par un ventilateur ou un jet de vapeur ou par toute autre machine connue ; ou on peut lancer le sable par un courant de vapeur et d'air mélangés, produit par un jet de vapeur ordinaire.

J'ai produit des effets de taille et de gravure avec le sable lancé par la gravitation. Un courant de sable, introduit en haut d'un tuyau vertical, descend d'abord doucement, mais lorsque l'air dans le tuyau se met en mouvement, le sable commence à descendre plus rapidement et peut finalement atteindre une vitesse qui suffit à tailler ou à dépolir le verre.

J'ai expliqué plus haut plusieurs dispositions pour lancer le sable avec la vitesse nécessaire, mais je ne m'y restreins pas. On peut se servir de toute méthode ou de tout arrangement par lequel on arrive à donner artificiellement assez de vitesse au sable, pour le mettre à même de tailler ou de dépolir l'objet à travailler.

BREVET N° 97.409 DU 6 DÉCEMBRE 1872

Tilghman.

Perfectionnements dans les moyens et dans les matières destinées à couper, scier, forer et user les substances dures telles que la pierre, le verre, les métaux, etc.

Le sable quartzeux et l'émeri sont les matières taillantes et usantes dont on se sert généralement dans les arts pour opérer sur la pierre, le verre, les métaux et les substances pareilles.....

Mon invention consiste, en me servant comme matière taillante, polissante ou usante pour la pierre, le verre, la poterie, les métaux et les substances pareilles, de grains ou de globules de fonte de fer, d'acier ou d'autres métaux tenaces et durs.....

Voici une méthode dont je me suis servi pour réduire la fonte de fer en grains: je verse le métal fondu sur la surface d'une plaque de fonte de fer de la forme d'une soucoupe, d'environ 75 centimètres de diamètre, tournant dans un plan horizontal environ mille fois par minute.

Comme les gouttes de métal sont lancées de la circonférence, elles frappent à un petit angle une autre plaque de fer d'une forme pareille mais plus grande et renversée, place excentriquement au-dessus de la plaque tournante, ce qui fait glisser les globules en bas dans l'eau qui les refroidit et les endurcit.

Des courants d'eau divisés en jets fins sont appliqués pour mouiller les plaques et pour les empêcher de devenir trop chaudes.

En opérant dans une boîte ou chambre fermée dont l'atmosphère a été privée de son oxygène, on détruit la tendance du métal chaud à brûler.

Plus la révolution de la plaque est rapide et plus le métal est fluide, plus les grains produits seront petits.

J'ai remarqué qu'un contact rapide et affleurant à un angle bien petit entre le métal fluide et les surfaces des plaques, produit une plus grande proportion de grains d'une forme arrondie. On sépare les grains de différentes grandeurs en les tamisant et on peut séparer si l'on veut ceux d'une forme arrondie ou sphéroïdale de ceux de formes plus irrégulières en les lançant sur un plan incliné comme on fait avec le plomb de chasse.

Quelquefois j'ai fait des grains en dispersant ou en mettant en atomes un courant de fonte de fer fondu par un jet de vapeur; aussi je me suis servi de grains faits en coupant des fils fins de métal en petits morceaux.

On peut appliquer tout procédé connu aux grains pour augmenter leur ténacité et leur dureté.....

BREVET N° 110.620 DU 8 DÉCEMBRE 1875

Tilghman.

Procédé pour obtenir des dessins sur des corps durs au moyen d'un jet de sable.

Cette invention a rapport à des perfectionnements à un brevet français du 22 août 1870, n° 90.894. Voici en quoi consiste la première partie de mon invention : je trace ou j'imprime le dessin avec une encre tenace et résistante sur un papier ou autre tissu mince d'une structure aisément facile à désagréger par l'action érosive du sable.

J'applique ce papier, ainsi imprimé, sur les surfaces à graver et je l'y fais adhérer; après quoi je le soumets au jet de sable. Il en résulte que les parties non protégées du papier sont les premières détruites et enlevées par l'érosion du sable. Alors les parties de la surface ainsi à nu seront gravées, tandis que celles placées sous l'encre résistante seront protégées contre l'action du sable.

Le dessin résistant peut être marqué sur le papier par tout procédé convenable, tel que dessin, peinture, poncif, ou par l'impression au moyen de plaques gravées ou lithographiées.

Voici une méthode pour exécuter mon invention : prenons, par exemple, le cas d'un dessin gravé à une profondeur convenable sur une plaque de métal et qu'on veut reproduire par l'action du sable sur une surface de verre ou de pierre. Le papier que je préfère est le papier français pour le transport sur pierre lithographique; l'encre ou la substance résistante que je trouve convenable, sans m'y restreindre, est faite en dissolvant 6 parties en poids de bonne colle dans 15 parties d'eau et ajoutant 6 parties de glycérine d'une densité de 1,25; 3 parties de mélasse et 2 parties de carbonate de magnésie, avec un peu d'encre de Chine pour colorer le tout.

Ces ingrédients sont fondus ensemble à une douce chaleur, bien mêlés et employés à leur plus basse température de fluidité.

Je préfère employer une presse lithographique ordinaire ; la plaque gravée avec le dessin est d'abord complètement mais légèrement graissée, et l'encre qui est juste assez chaude pour couler facilement est versée en excès de manière à former en travers du bout de la plaque à partir duquel la pression doit être donnée.

Le papier est alors placé de manière à couvrir la plaque et repose sur la masse d'encre. La plaque est alors passée sous la presse à la manière ordinaire, ce qui amène l'encre en avant en une masse large et épaisse entre la plaque et le papier, remplissant toutes les lignes et les cavités gravées sur la surface, mais chassées par la pression de toutes les autres parties. L'excès d'encre est exprimé au bout de la plaque, la pression étant continuée, le mouvement du chariot est renversé de manière à presser le papier sur la plaque une deuxième fois dans le sens opposé ; par ce moyen, une impression plus nette est obtenue.

Dès que l'encre s'est solidifiée par le refroidissement, le papier est soigneusement enlevé et suspendu pour le séchage. Un bon résultat est obtenu quand l'encre reste sur le papier avec toute l'épaisseur au-dessus des lignes gravées et des tailles du dessin, tandis que le papier entre les lignes est net et sans encre ou n'est revêtu que d'une pellicule d'encre tellement mince qu'elle présente une très faible résistance au jet de sable.

Pour empêcher le refroidissement et la solidification de l'encre fluide chaude pendant la pression, j'ai trouvé convenable de placer la plaque gravée sur une plaque métallique creuse à travers laquelle on peut faire circuler de l'eau à la température voulue.

Le papier ainsi revêtu du dessin est collé sur le verre ou la pierre au moyen d'une colle qui, sèche, est facilement désagrégée par le jet de sable. Une dissolution de dextrine dans l'eau avec un peu d'ammoniaque peut convenir. Je n'emploie qu'une très petite quantité de colle, suffisante pour produire une bonne adhérence, le papier étant pressé doucement pour éviter les bulles ou plis. Un rouleau élastique avec une étoffe épaisse interposée entre le rouleau et le papier est convenable dans ce but.

Une atmosphère humide est favorable à l'opération, en empêchant une dessiccation trop rapide et en donnant le temps d'ajuster. Quand la pâte est bien sèche, la surface est soumise au jet de sable et quand la gravure est finie, l'encre est enlevée en mouillant et en lavant à l'eau.

Les dessins peuvent être imprimés sur du papier avec des caractères ordinaires, des électrotypes ou des stéréotypes. Des lettres peuvent être ainsi sculptées ou entaillées au moyen du jet de sable ; dans ce cas, l'encre fluide chaude est répandue sur du papier fragile et le type huilé est pressé sur lui de manière que l'encre est exprimée d'entre la face du caractère et du papier et reste pour couvrir et protéger tous les espaces intermédiaires. Quand l'encre s'est solidifiée, le caractère est enlevé et le papier séché comme ci-dessus décrit.

Je préfère employer un courant d'air pour donner de la vitesse au sable quand on emploie le papier et l'encre mentionnés plus haut. Si on veut employer un jet de vapeur pour projeter le sable, le papier, l'encre et la colle employés doivent pouvoir résister à la chaleur et à l'eau, mais le papier doit pouvoir être aisément enlevé par l'érosion du sable et l'encre doit pouvoir résister à cette action.

La deuxième partie de l'invention consiste dans un procédé de transport pour produire des dessins destinés à être gravés par le jet de sable.

Le dessin est d'abord gravé à une profondeur convenable sur une plaque de verre ou de métal, préférablement de verre. J'emploie une pâte ou encre qui réunit les propriétés de l'encre de transport ordinaire avec la force mécanique ou la ténacité nécessaire pour résister à l'action érosive du jet de sable.

Je préfère, sans m'y restreindre, la pâte suivante : 4 parties et demie en poids de spermaceti ; 4 parties de cire ; 3 de résine de la meilleure qualité ; 2 parties et demie de gutta-percha (qui a d'abord été fondue puis refroidie) et un peu de noir de lampe pour colorer le tout.

Ces ingrédients sont fondus, bien mêlés et retirés du feu ; quand ils sont presque solides, on y mêle une partie et demie de térébenthine.

Pour l'employer, la pâte et la plaque sont légèrement chauffées et l'opération est faite dans une chambre chauffée à environ 32° centigrade. La pâte est comprimée dans toutes les lignes ou cavités de la plaque gravée et son excès en est enlevé.

Du papier mince est alors posé et frotté doucement de manière à y faire adhérer la pâte. Il est alors soulevé, emportant le dessin avec lui ; le côté imprimé du papier est alors placé sur la surface à graver par le jet de sable et est frotté de manière à y adhérer.

On y passe alors de l'eau contenant $\frac{1}{16}$ d'alcool et on l'écarte en laissant le dessin adhérent.

Le jet de sable est alors appliqué en employant de préférence du sable fin et de l'air lancé à une pression d'environ 12 centimètres d'eau.

(A suivre.)

LES TURBINES A VAPEUR
ET L'AVENIR DES MOTEURS THERMIQUES

d'après M. **Stodola**, professeur à l'École polytechnique de Zurich[1].

(*Suite*[1])

a) Turbines à réaction.

Les composantes des vitesses — u et c_1 correspondant aux différentes turbines $\alpha, \beta, \gamma, \delta$... donnent le plan des vitesses w_1 (fig. 54).

On peut choisir à son gré la pression dans le jeu existant entre les roues motrices et distributrices. Le plus simple pour ce genre de turbines est d'adopter $w_2 = c_1$ et $\alpha = \alpha$,

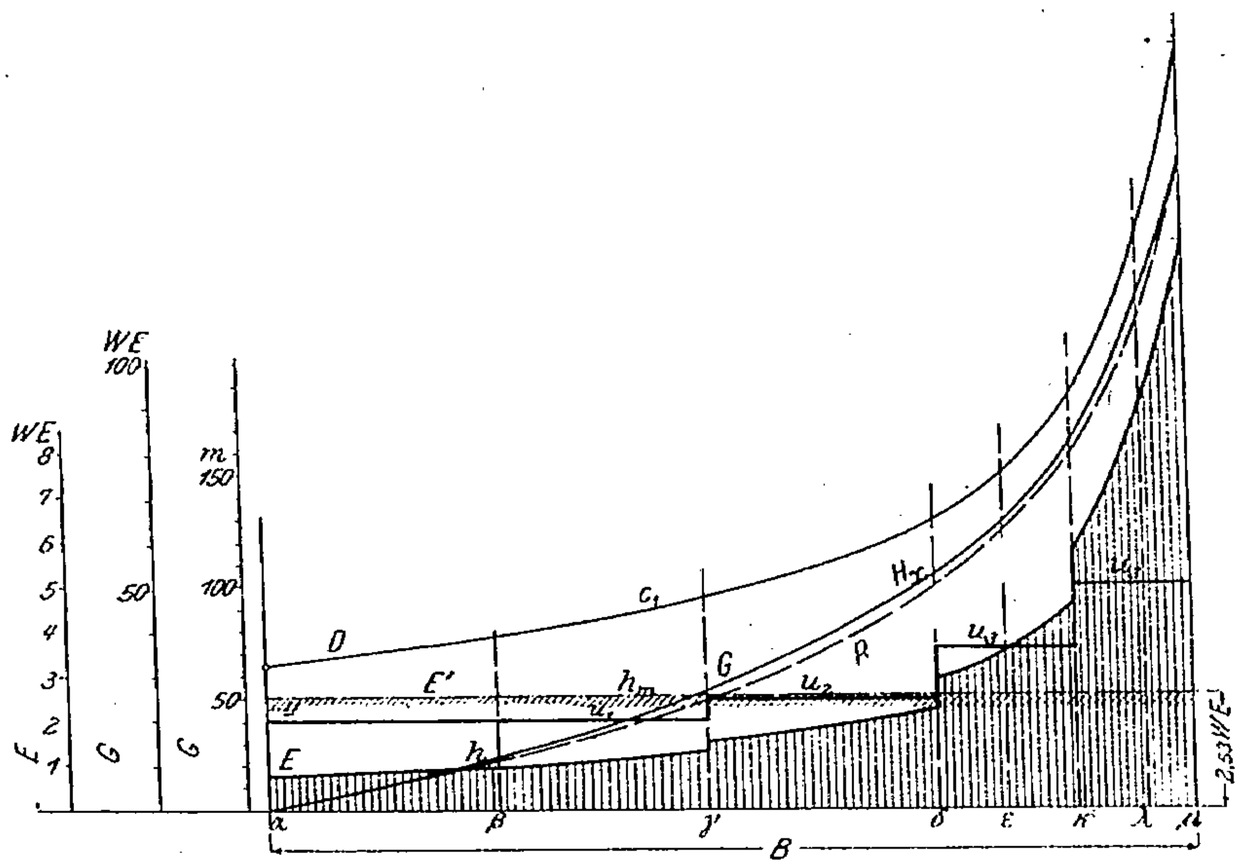


Fig. 52.

d'où on obtient $c_2 = w_1$; les composantes axiales c_a des quatre vitesses c_1, w_1, w_2, c_2, ont la même valeur.

Le profil des aubes des roues motrices doit être, dans ce cas, identique à celui des aubes des roues distributrices. Si le nombre des turbines est grand, la vitesse de sortie c_2 pour une vitesse déterminée différera très peu de celle avec laquelle la vapeur rentre dans l'aube distributrice de la turbine extérieure. Nous allons, pour commencer, négliger com-

1. *Revue de Mécanique*, novembre et décembre 1903.

plètement cette différence, et nous nous contenterons d'une formule très approchée et suffisante pour la pratique :

$$\left.\begin{aligned} h' &= A\,\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} = A\,\frac{c_1^2 - w_1^2}{2g} \\ h'' &= A\,\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = A\,\frac{c_1^2 - w_1^2}{2g} \end{aligned}\right\} \qquad (92)$$

d'où $h' = h''$, et nous avons le degré de réaction un demi. En additionnant la chute de la roue motrice avec celle de la roue distributrice, on obtient :

$$h = h' + h'' = 2A\,\frac{c_1^2 - w_1^2}{2g}. \qquad (93)$$

Par suite de ce fait que la vapeur sortant de la dernière roue du groupe avec la même vitesse circonférentielle u, rentre dans la première roue du groupe suivant dont la vitesse u

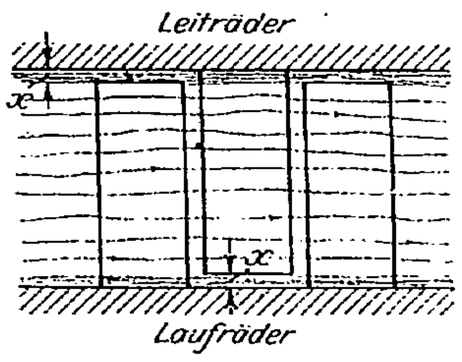


Fig. 53.

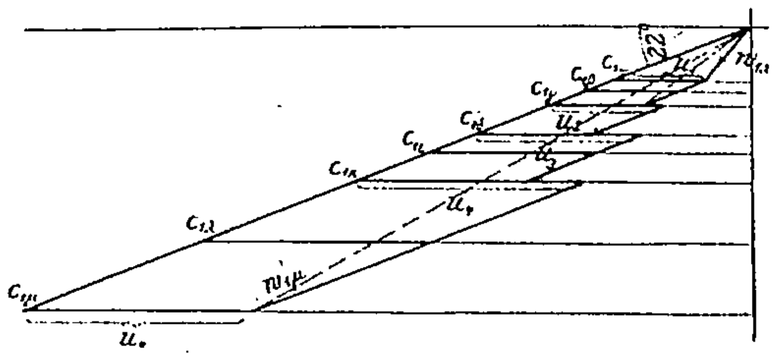


Fig. 54.

est différente, il se produit une variation brusque de h que l'on ne doit pas négliger. En portant les différentes valeurs de h aux points correspondants, on obtient la courbe des chutes partielles. Pour tracer cette courbe, il suffit de déterminer trois points pour chaque groupe [1].

Le nombre des turbines se détermine, comme nous l'avons dit, d'après la condition que la somme des chutes partielles et de celle correspondant à la hauteur due à la vitesse $Ac_{0a}^2 : 2g$ à l'entrée de la première roue distributrice exprimée en calories soit égale à H_w :

$$A\,\frac{c_{0a}^2}{2g} + \sum_1^{z0} h = H_w. \qquad (94)$$

1. On peut gagner du temps en posant (voir fig. 55) :

$$h = A\,\frac{c_1^2 - w_1^2}{2g} = A\,\frac{(c_1'^2 + c''^2) - (w'^2 + c''^2)}{g}$$

$$= A\,\frac{c_1'^2 - w_1'^2}{g} = \frac{A}{g}\,(c_1' + w_1')\,(c_1' - w_1').$$

Cette moyenne géométrique $(c_1' + w_1')\,(c_1' - w_1')$ peut être déterminée graphiquement en décrivant un cercle du point O_1 comme centre avec un rayon $= c_1'$ et en élevant à l'extrémité de w_1' une perpendiculaire à ce vecteur. La partie c_x de la perpendiculaire comprise entre le cercle et le point en question est la moyenne géométrique cherchée, c'est-à-dire :

$$h = 2A\,\frac{c_x^2}{2g} = 2\left(\frac{c_x}{91{,}2}\right)^2 \text{ unités de chaleur.}$$

La distance inconnue du point situé sur la droite B et correspondant à la turbine est:

$$\Delta X = \frac{B}{z_0}. \qquad (95)$$

En multipliant et en divisant Σh de l'équation (125) par Δx, on obtient :

$$H_w = \frac{\Sigma h \Delta x}{\Delta x} + A\frac{c_{0a}^2}{2g} = \frac{[h_1\Delta x + h_2\Delta x + \ldots + h_g\Delta x]}{B} + \frac{Ac_{0a}^2}{2g}. \qquad (96)$$

La première partie de cette expression peut être mise par approximation sous forme d'intégrale :

$$\int_0^B h dx,$$

représentant dans la fig. 52 la surface hachurée limitée par les lignes de h. La division par B donne la chute de pression moyenne h_m. On obtient de cette façon :

$$H_w = z_0 h_m + A\frac{c_{0a}^2}{2g},$$

d'où en négligeant $\frac{c_{0a}^2}{2g}$, le nombre de turbines :

$$z_0 = \frac{H_w - A\frac{c_{0a}}{2g}}{h_m} \cong \frac{H_w}{h_m}. \qquad (97)$$

Ensuite, on divise B en z_0 parties égales.

Il reste encore à déterminer la répartition des pressions ainsi que les dimensions des aubes. Les différentes pressions dépendent de la loi d'après laquelle les pertes dues au frottement de la vapeur se répartissent dans les roues. A son tour, le frottement de la vapeur dépend de la longueur et de la largeur des canaux des aubes, de la fréquence des changements de courbure et surtout de la vitesse.

Jusqu'à plus amples explications, on peut admettre que la perte produite par le frottement dans une roue est fonction du carré de la vitesse moyenne de la vapeur, et l'écrire sous la forme :

$$R_1 = A\zeta_1\frac{c_m^2}{2g},$$

où c_m est la vitesse moyenne de la vapeur. Toutes les vitesses de la même roue étant entre elles dans un rapport fixe, on peut aussi écrire :

$$R_1 = A\zeta_1'\frac{c_1^2}{2g},$$

où ζ_1' est un coefficient empirique supposé invariable. En additionnant les chaleurs dues aux frottements de la vapeur depuis la première jusqu'à la xe roue, on obtient :

$$\sum_1^x R_1 = A\zeta_1'\Sigma\frac{c_1^2}{2g} = A\frac{\zeta_1'}{2g\Delta x}\sum_0^x c_1^2\Delta x = A\frac{\zeta_1'}{2g\Delta x}\int_0^x c_1^2 dx. \qquad (98)$$

Cette quantité de chaleur doit être portée comme valeur de R_x dans le diagramme d'entropie fig. 56 pour pouvoir trouver le point P_x de la vraie courbe d'état correspondant à la pression intermédiaire p_x. Comme on ne connaît pas encore la pression p_x correspondant à l'abscisse v, il est nécessaire de choisir cette courbe par tâtonnements de façon que l'accroissement de c_1 monte vers la fin aussi rapidement que la perte. D'après les résultats déjà connus, on obtient une bonne approximation en posant, pour la perte de chaleur Q_x, mise en évidence dans la fig. 56 par hachure inclinée :

$$Q_x = \zeta\,(\lambda_1 - \lambda_x'),$$

où le coefficient de perte est défini par l'équation (90) et où λ_x' est la chaleur due à la détente

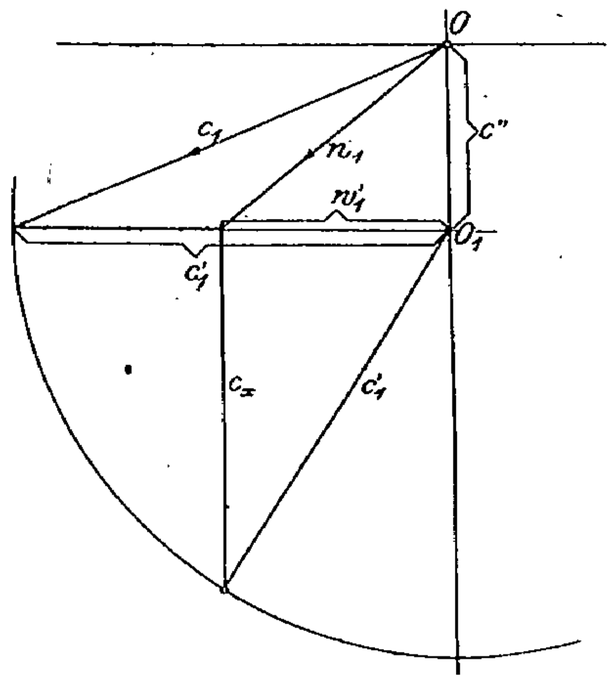


Fig. 55.

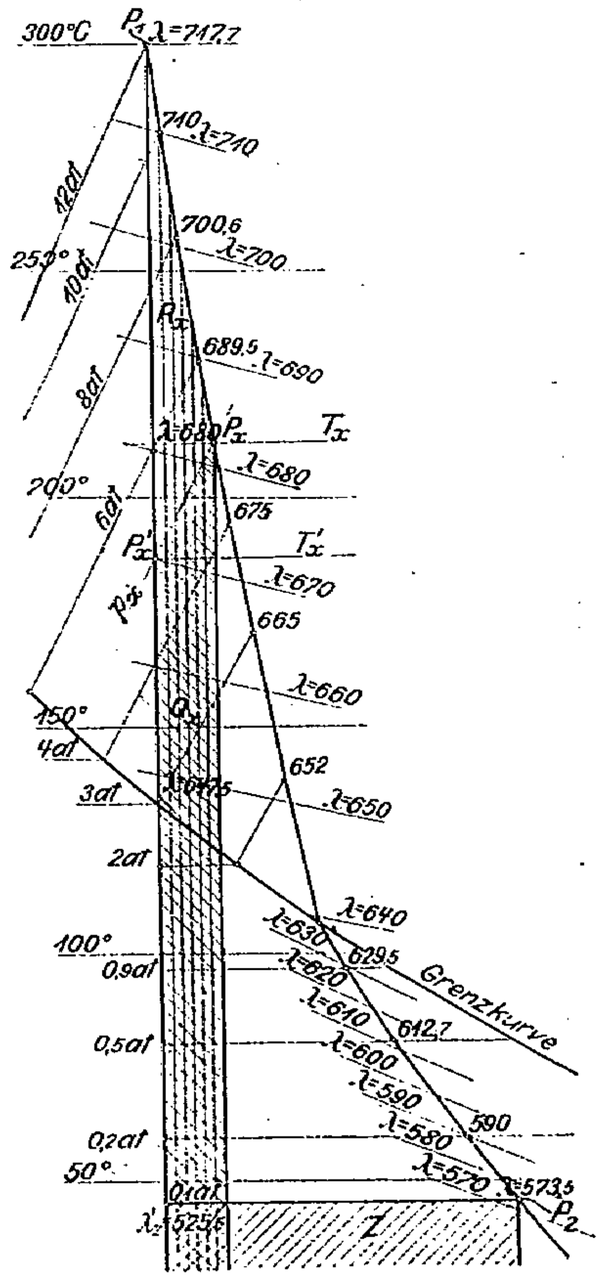


Fig. 56.

adiabatique de la vapeur allant jusqu'à la pression p_x et correspondant au point P_x de la courbe. Les points P_x déterminent la pression, la température, le titre, ainsi que la chaleur totale de la vapeur du véritable changement d'état[1]. En particulier :

$$\lambda_x = \lambda_x' + Q_x.$$

La valeur de Q_x devient égale à z près du point terminal P_2, c'est-à-dire égale à la totalité de la perte.

La chute de chaleur correspondant à la détente adiabatique jusqu'à p_x est donnée par la relation :

$$H_x = \lambda_1 - \lambda_x. \qquad (99)$$

Cette dernière valeur est portée dans la fig. 57 comme fonction de p_x. Pour $p = p_1$ la valeur de $H_x = 0$, et $H_x = H_w$ pour $p = p_2$.

1. Si le point P_x tombe dans la région de la surchauffe, on calcule la vraie température T_x de l'adiabatique T_x par la relation :

$$Q_x = c_p\,(T_x - T_x').$$

Si P_x tombe dans la région de la vapeur saturée, on calcule le titre x de la vapeur par l'équation :

$$Q_x = r_x\,(x - x'),$$

où x' est le titre de la vapeur sur l'adiabate.

Pour déterminer la pression correspondante à la xe turbine, il est nécessaire de faire l'addition de toutes les chutes jusqu'à la xe roue et d'égaler cette somme à H_x, c'est-à-dire de poser :

$$H_x = h_1 + h_2 + h_3 + \ldots\ldots + h_{x-1} + \frac{Ac_{0a}^2}{2g},$$

d'où on obtient, en multipliant et en divisant les membres de cette équation par Δx avec la désignation $\frac{Ac_{0a}^2}{2g} = h_0$:

$$H_x = \frac{\Sigma h \Delta x}{\Delta x} + h_0 = \frac{1}{\Delta x}\int_1^x h dx + h_0 = z_0 \frac{\int_1^x h dx}{B} + h_0. \quad (100)$$

Pour le point final, on a :

$$\frac{1}{\Delta x}\int_1^B h dx + h_0 = \frac{1}{\Delta x} h_m B + h_0 = z_0 h_m + h_0 = H_w.$$

Ensuite on cherche, dans la fig. 57, la pression p_x correspondant à H_x, et on la porte

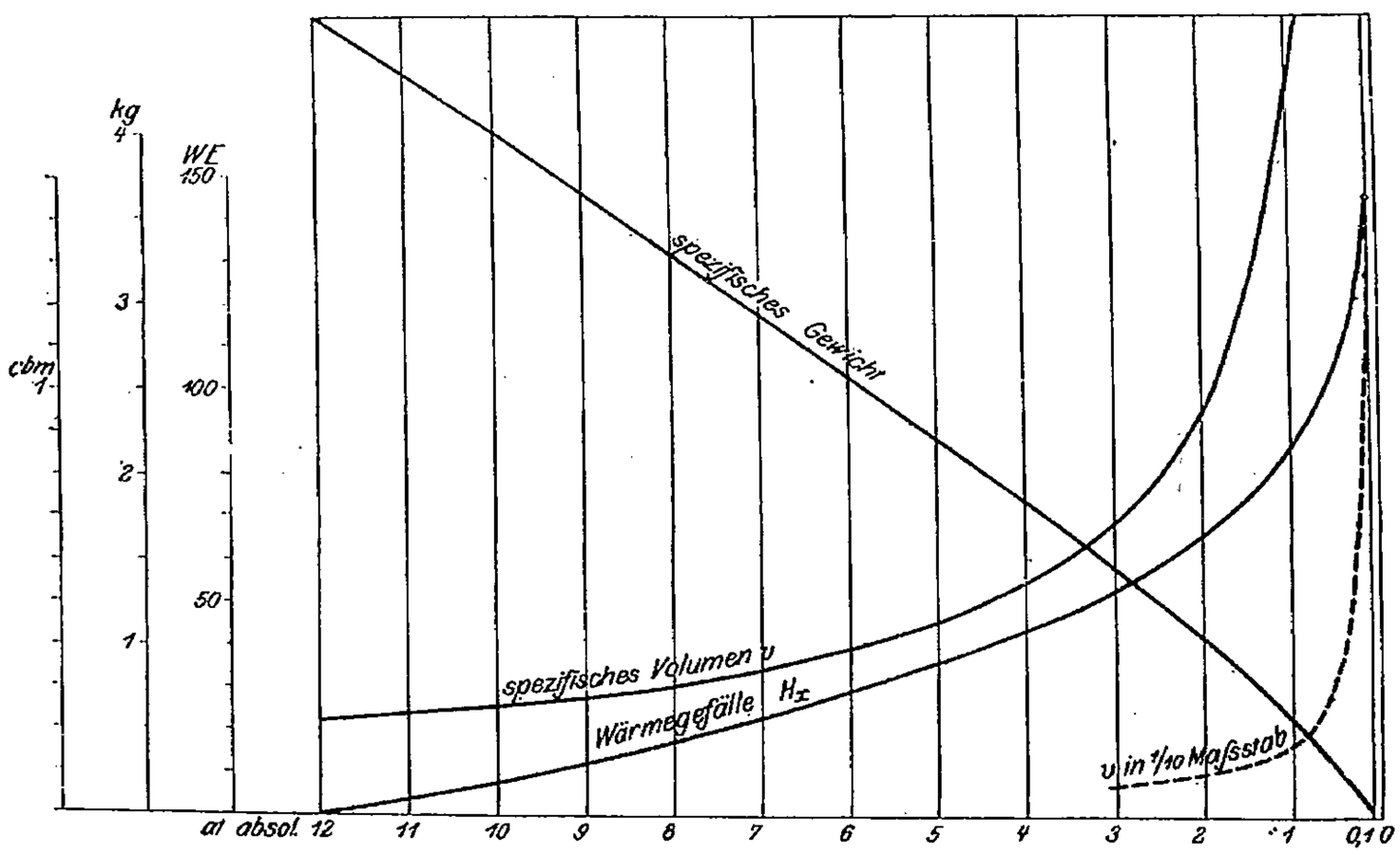


Fig. 57.

dans la fig. 52 commme ordonnée de l'abscisse x. Afin de ne pas trop encombrer la figure par les différentes lignes, nous avons tracé dans la fig. 58 cette dernière courbe à part.

Connaissant $p_1 T_1$ de la courbe d'état, on obtient le volume spécifique v correspondant. Si G est le nombre de kilog. de vapeur débité par seconde à travers la roue, les sections d'entrée et de sortie se calculeront au moyen de « l'équation de continuité ».

$$\left.\begin{array}{l}\text{Section de sortie de la } x^e \text{ roue directrice} \\ \text{— \quad — \quad motrice}\end{array}\right\} f_1 = \frac{Gv_x}{c_{1x}} \qquad (101)$$

$$\left.\begin{array}{l}\text{Section d'entrée de la } x^e \text{ roue directrice} \\ \text{— \quad — \quad motrice}\end{array}\right\} f' = \frac{Gv_x}{w_{1x}} \qquad (102)$$

Nous faisons abstraction dans nos calculs des changements du volume spécifique dans la même roue ; mais rien n'empêche de pousser les calculs aussi loin que l'on désire. La longueur de l'aube directrice est déterminée par l'épaisseur, par leur nombre ainsi que par les angles. Si l'épaisseur des aubes est infiniment mince et la longueur égale à a_0, la section sera de :

$$f_1 = \pi D a_0 \sin \alpha.$$

Par suite du rétrécissement de la section résultant de l'épaisseur des aubes, ainsi que par les aubes de la roue motrice en mouvement, on doit augmenter la longueur a_0 d'une quantité correspondante.

La valeur de :

$$\frac{f_1}{\sin \alpha} = \pi D a_0,$$

est représentée, dans la fig. 58, par la courbe que nous désignonssous le nom de section axiale nette, et dont l'emploi dans les calculs peut rendre des services. Pour les calculs précédents, qui nous ont servi d'exemple et dont les résultats sont caractérisés par les

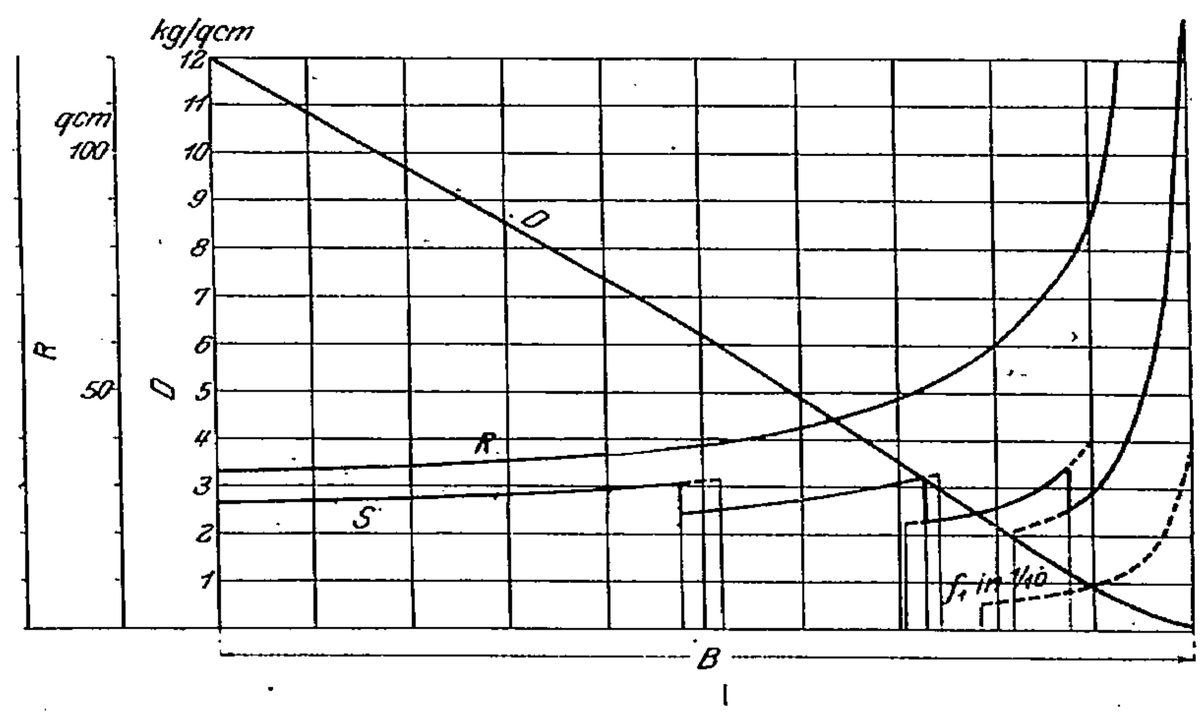


Fig. 58.

différentes courbes des fig. 52 à 58, nous avons adopté les données suivantes : $p_1 = 12$ kilog. absolu par centimètre carré ; $t_1 = 300°$ C, la pression dans le condenseur $p_2 = 0$ kg. 1 absolu par centimètre carré et le coefficient de perte d'énergie $\zeta = 0{,}25$. Enfin, on a déterminé la chaleur produite par le frottement d'après l'équation (98),

$$R_x = A \frac{\zeta'_1}{2g\Delta x} \int_0^x c_1^2 dx,$$

et on l'a portée dans la fig. 52 : à une échelle choisie de telle façon que H_w se superpose à la valeur totale de R. Comme contrôle, on devrait mesurer les surfaces hachurées verticalement dans le diagramme d'entropie, et tracer la courbe de R_x correspondante, et on devrait la comparer à celle déjà obtenue précédemment. Si la supposition pour la courbe d'état est juste, les courbes de R_x doivent concorder. D'après la fig. 52 on voit que la supposition que nous avons faite n'était pas loin de la vérité et il est inutile de chercher une plus grande approximation tant que nous ne serons pas mieux renseignés sur la valeur des coefficients des résistances.

La largeur de l'aube est en rapport avec sa longueur et varie entre 8 et 25 millimètres. Pour que le jet de vapeur soit bien guidé, le nombre des aubes doit être calculé de telle façon que la distance entre deux aubes consécutives ne dépasse pas 5 à 12 millimètres. La courbure de l'aube doit croître progressivement depuis l'entrée jusqu'à la sortie. Le volume spécifique croît vers la fin de la turbine avec une telle rapidité que, dans certains cas, on obtient pour les dernières roues des aubes très longues. On remédie à cet inconvénient en adoptant des angles de sortie plus grands.

Au lieu de faire croître progressivement la longueur des aubes, on peut choisir les groupes plus ou moins longs et même dans certains cas faire varier la valeur de c_1 de manière qu'il résulte une section constante pour un plus grand nombre de roues.

Soit c_{2z} la vitesse de sortie de la dernière roue, la perte totale pour 1 kilog. de vapeur sera :

$$L_z = AQ_z + \frac{c_{2z}^2}{2g}.$$

L'énergie disponible est :

$$L_0 = \lambda_1 - \lambda_2'$$

et le travail de la vapeur en calories par kilog. de vapeur,

$$L = L_0 - L_z.$$

Soit L_r le travail total à vide, le travail effectif sera :

$$GL_e = GL - L_r,$$

et le coefficient de rendement effectif :

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_0} = \frac{L_0 - L_z - \frac{L_r}{G}}{L_0}.$$

Le travail effectif exprimé en chevaux est :

$$Ne = \frac{GLe}{A75},$$

et la consommation de vapeur par cheval effectif :

$$\frac{3.600G}{Ne} = \frac{637}{Le}.$$

b) Turbines d'action.

Les turbines d'action peuvent être traitées par la méthode que nous avons exposée plus haut. Il est nécessaire seulement d'apporter une modification par suite de l'injection partielle. Il sera difficile de conduire la vapeur sortant de la roue motrice de façon à ne pas perdre une partie notable de la vitesse de sortie par suite des tourbillonnements, il sera donc nécessaire de compter sur des résistances plus fortes que celles que nous avons considérées dans le cas d'une turbine à réaction. D'autre côté, l'injection partielle a l'avantage de permettre d'adopter pour la première roue une vitesse circonférentielle plus grande (60 à 80 mètres), et par suite de diminuer le nombre de roues.

On peut se demander de quelle façon varient les vitesses circonférentielles ou le nombre de roues quand on passe de la turbine à réaction à celle d'action. Pour le cas d'une turbine à réaction, nous avons, suivant la formule 93 :

$$h = A\frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2g} = A\frac{c_1^2 - w_1^2}{g}. \qquad (103)$$

En admettant partout les mêmes vitesses et u = constante, nous aurons $h = \frac{Hw}{z_0}$ et par une transformation bien simple :

$$\frac{(2c_1 \cos\alpha - u)}{g} u = \frac{Hw}{z_0} \ldots\ldots \qquad (104)$$

Pour une turbine d'action dont les angles d'entrée et de sortie de la roue soient égaux, nous aurons, en désignant les vitesses avec des indices' :

$$2\frac{(c_1' \cos\alpha - u')}{g} u' = \frac{Hw}{z_0}. \qquad (105)$$

Dans le cas où la vitesse de sortie est parallèle à l'axe, nous aurons pour les deux cas :

$$c_1 \cos\alpha = u,$$

$$c_1' \cos\alpha = 2u',$$

et par suite :

$$\frac{u^2}{g} = \frac{Hw}{z_0} \text{ et } \frac{2u'^2}{g} = \frac{Hw}{z_0'}. \qquad (106)$$

En adoptant $z_0 = z_0'$, il sera $u = u'\sqrt{2}$ et $c_1' = c_1\sqrt{2}$; si encore $u = u'$ on aura $c_1' = 2c$ et $z_0' = \frac{z_0}{2}$. Les résultats que nous venons de trouver peuvent être formulés de la façon suivante :

1) A nombre égal de roues, la turbine d'action travaille à une vitesse inférieure de 30 p. 100 à celle d'une turbine à réaction ;

2) A une vitesse circonférentielle égale, une turbine d'action a moitié moins de roues qu'une turbine à réaction [1].

Les vitesses de la vapeur (c_1) sont dans cette dernière 1,4 et 2 fois plus grandes, respectivement, et les résistances dues aux frottements sont plus fortes. Il est nécessaire de déterminer par des essais si seul le frottement sur les parois est cause des pertes, ou si le choc sur les bords des aubes y est pour quelque chose ; enfin, si ces chocs sont proportionnels au carré de la vitesse. Les résultats de ces essais répondront à la question si la turbine avec moins de roues est plus avantageuse ou non.

1. On obtient les mêmes relations en supposant que les vitesses u et c_1 varient suivant une loi hyperbolique :

$$u = \frac{a}{z - z_1} \text{ et } c_1 = \frac{b}{z - z_1}.$$

Il en résulte que les relations sont les mêmes que pour une turbine travaillant avec les vitesses géométriques moyennes correspondant à la plus forte et à la plus faible valeur respectivement de u et c_1.

Marche à vide et vitesse d'emballement des turbines multiples.

Nous désignons par « marche à vide » le fonctionnement de la turbine non chargée tournant approximativement à la vitesse normale sous l'influence du régulateur.

D'après les essais de Stoney (voir tableau 3 ci-dessous), la consommation d'eau d'alimentation pour la marche à vide est de 10 à 20 p. 100 de celle pour la marche normale.

TABLEAU III

Consommation de vapeur pour la marche à vide de la turbine Parsons.

Charge..... KW.	527	108	232	529	1.190
Consommation de vapeur..... Kg heure.	671	1.320	2.304	5.454	10.485
— pour marche à vide..... Kg heure.	145	136	431	670	1.183
— — — pour cent.	21,6	10,3	18,7	12,3	11,3

Le volume de vapeur qui rentre dans la première roue est en moyenne plus fort que pour la marche à charge normale; le même rapport a lieu pour la vitesse d'entrée de la vapeur; la vitesse de sortie en marche normale est de 2 à 3 fois plus grande qu'à l'entrée tandis que pour la marche à vide elle n'est qu'environ 1/10 de cette dernière. La vitesse moyenne pour la marche à vide sera donc de 0,6 ou 0,4 de celle en marche normale, et les pertes dues aux frottements de la vapeur diminuent aussi en conséquence. Le rendement thermique est relativement plus grand par rapport au travail « indiqué » de la vapeur.

Si l'on décharge d'un seul coup la turbine, et si le régulateur ne fonctionne pas bien, le moteur s'emballe et atteint une certaine vitesse limite. Le travail de la vapeur augmente au commencement parce que le rendement croît jusqu'à ce que la vitesse de sortie soit devenue axiale. En même temps, le travail dû aux frottements augmente rapidement et limite jusqu'à un certain point l'emballement de la turbine. Admettant que le travail dû aux frottements des roues atteigne 5 p. 100 en marche normale, et que ce travail croisse comme la troisième puissance du nombre de tours, le travail de la turbine sera absorbé par les frottements approximativement au moment où le nombre de tours atteindra $\sqrt[3]{\frac{100}{5}} = 2{,}7$ fois le nombre de tours correspondant à la marche normale.

Pour avoir une autre limite, nous supposerons que le travail dû aux frottements des roues est nul, les vitesses w_1 et w_2 auront sensiblement la même valeur et la même direction. A l'entrée de la vapeur dans les aubes motrices (et distributrices) il se produit de très forts remous qui absorbent la plus grande partie de la chute disponible, et ce n'est qu'une très faible partie de cette dernière qui est utilisé en travail par les roues. Il est difficile d'estimer la nouvelle valeur que prendra c_1. Si l'on admet que c_1 reste la même qu'en marche normale, la vitesse circonférentielle de la turbine pendant l'emballement aura une valeur 5 à 6 fois plus forte qu'en marche normale.

Il en ressort qu'il sera pour jamais à peu près impossible de donner aux pièces tournantes des dimensions assez fortes pour qu'elles puissent résister aux efforts qui se produisent dans le cas de « l'emballement ».

5. Réglage des turbines.

Le réglage dans la plupart des turbines se fait au moyen d'obturateurs qui ont l'inconvénient de laminer la vapeur et qui produisent, par conséquent, des pertes que l'on peut constater sur les courbes que nous reproduisons plus loin. Le mieux serait de travailler avec la pleine pression initiale et d'adapter les canaux de passage de la vapeur au travail à fournir, comme cela se fait pour certaines turbines. Dans tous les cas, la turbine à vapeur doit être considérée comme un moteur très bien réglable, même dans le cas d'une turbine multiple, bien qu'en apparence la grande quantité de vapeur qui y est enfermée ne soit pas favorable au passage rapide d'un état de régime à un autre.

Nous allons voir tout à l'heure qu'il n'en est point ainsi et que nous devons nous attendre plutôt à une variation extrêmement faible de la vitesse. Pour démontrer cette proposition, nous déterminerons l'augmentation de la vitesse dans le cas où l'on enlève complètement la charge de la turbine.

Les résultats des essais prouvent que la quantité de vapeur qui passe dans la turbine est approximativement proportionnelle à la pression initiale. Supposons que, au bout d'un certain temps, $t = t_0$, l'obturateur commandé par le régulateur se ferme brusquement; la pression dans la turbine commencera à diminuer. Soit D^0 le poids du volume de vapeur enfermé entre l'obturateur et la première roue distributrice au moment de la fermeture, soit D le poids de la vapeur dans le même espace au bout du temps t, pendant le temps élémentaire dt, une partie de la vapeur s'écoule :

$$-dL = \alpha p dt.$$

En supposant que $pv = K$, le poids de la vapeur D peut être mis sous la forme :

$$D = \frac{V}{v} = \frac{V}{K} p,$$

où V est le volume compris entre l'obturateur et la première roue distributrice. En introduisant cette valeur de D dans l'équation ci-dessus, on obtient :

$$-\frac{V}{K}\frac{dp}{dt} = \alpha p,$$

et l'intégration de cette dernière donne :

$$-\frac{V}{K} ln\left(\frac{p_1'}{p_1}\right) = \alpha\,(t_1 - t_0) \ldots\ldots \qquad (107)$$

Dans cette équation, la valeur $t_1 - t_0 = \mathscr{T}$ et exprime le temps nécessaire pour vider la turbine de façon que la pression p_1 tombe à p_1', c'est-à-dire à la pression correspondant à la marche à vide.

Si $G = \alpha p$ est le débit de vapeur par seconde pour la marche en pleine charge, nous aurons :

$$\mathscr{T} = \frac{D_0}{G} ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right). \qquad (108)$$

L'accroissement de vitesse est produit par la puissance motrice de la vapeur qui se

trouve dans le canal et dans la turbine, dont le poids est $D_0 + D_t$ et qui agit avec un rendement très peu variable sur les masses en rotation de la turbine. Le travail fourni peut être posé :

$$L' = \left(D_0 + \frac{D_t}{2}\right) L_0 \eta_m, \qquad (109)$$

où L_0 est le travail théorique fourni par kilog. de vapeur; dans η_m il faut comprendre une valeur moyenne et D_t est divisé par deux parce que l'état en moyenne de la vapeur dans la turbine correspond à peu près à la moitié de la puissance théorique L_0.

Si Θ est le moment d'inertie des masses en mouvement de rotation, ω la vitesse angulaire, la valeur de L' représente la variation de la force vive $1/2\ \Theta\omega^2$, ou approximativement :

$$L' = \Theta\omega\delta\omega = \Theta\omega^2 \frac{\delta\omega}{\omega}, \qquad (110)$$

et l'accroissement de la vitesse est :

$$\frac{\delta\omega}{\omega} = \frac{L'}{\Theta\omega^2}. \qquad (111)$$

En adoptant, par exemple, pour une turbine de 1000 kilowats la valeur de $D_0 = 0$ kg. 6 pour une pression initiale de 10 atmosphères, $D_t = 0$ kg. 75 et AL_0 environ 150 calories; et, avec $\eta_m = 0,5$ et $\omega = 157$, c'est-à-dire $u = 1.500$ tours par minute et $\Theta = 50$ (valeur un peu faible), on obtient ;

$$\frac{\delta\omega}{\omega} = 0,027, \text{ c'est-à-dire } 2,7 \text{ p. } 100.$$

Le temps nécessaire pour que la pression initiale tombe à $p_2 = 0$ atm. 6 correspondant à la pression pour la marche à vide devient :

$$\mathcal{T} = 0,68 \text{ secondes.}$$

Il est évident que les variations seront encore plus faibles pour des changements de charge moins forts. Ces excellents résultats ont été vérifiés par tous les essais faits jusqu'à présent, par exemple avec la turbine Parsons.

(*A suivre*).

CHRONIQUE

TOUR REVOLVER *BULLARD*

Ce tour est du type à tablier de réglage, analogue à ceux de *Coes*[1] qui permet de

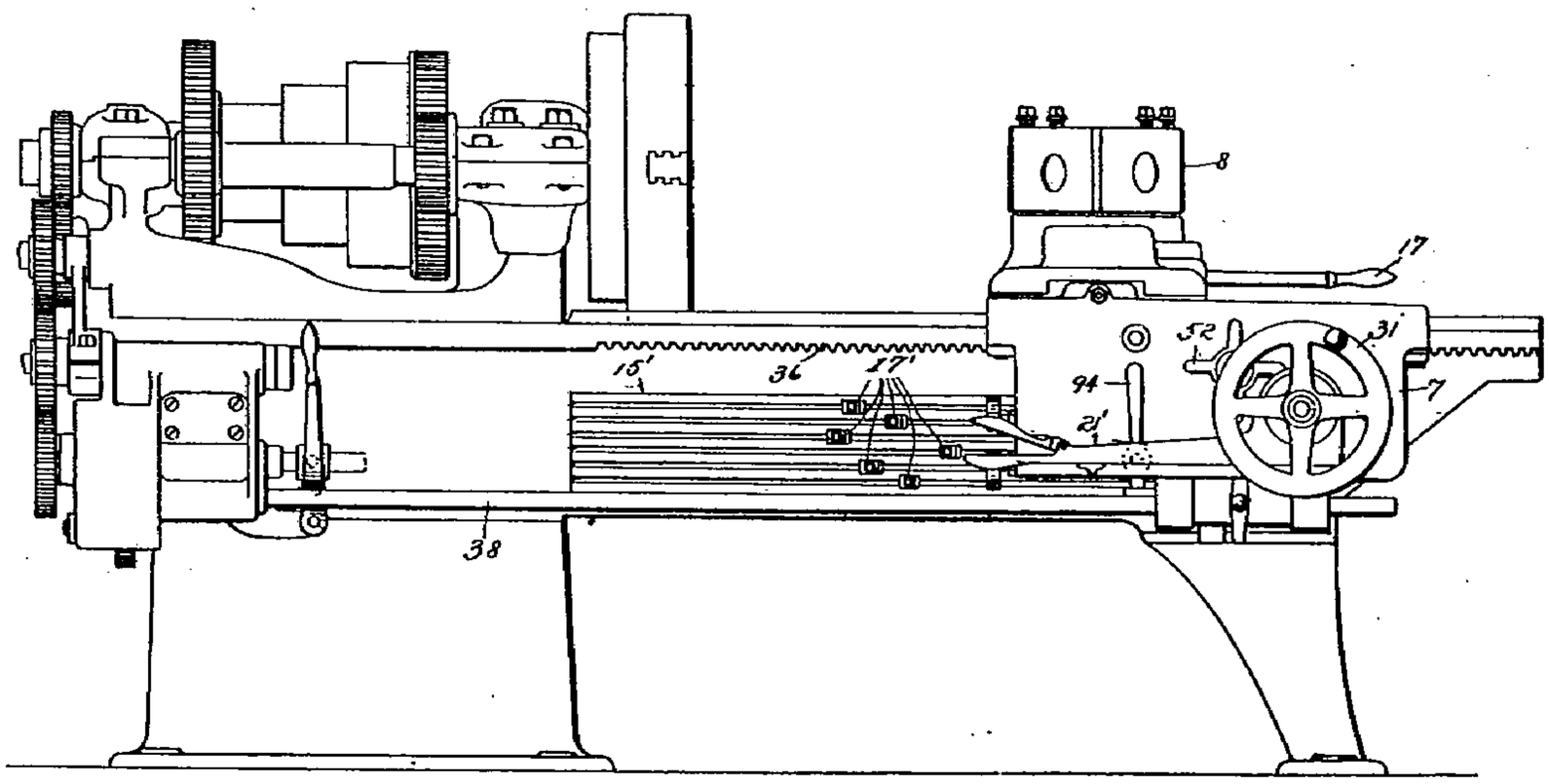


Fig. 1. — Tour *Bullard*. Élévation.

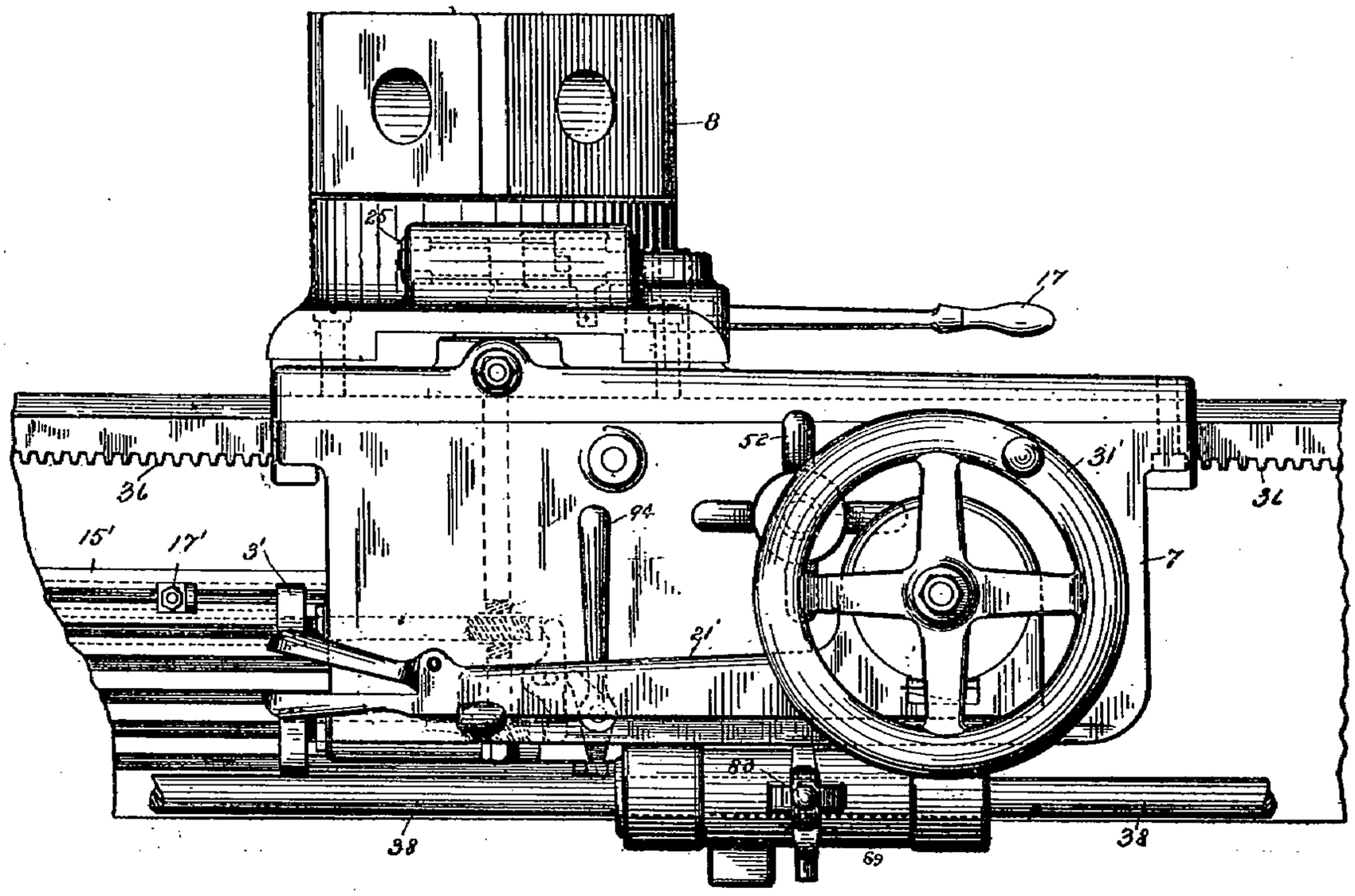


Fig. 2. — Tour *Bullard*.
Détail du revolver et de son chariot.

1. G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II, p. 463.

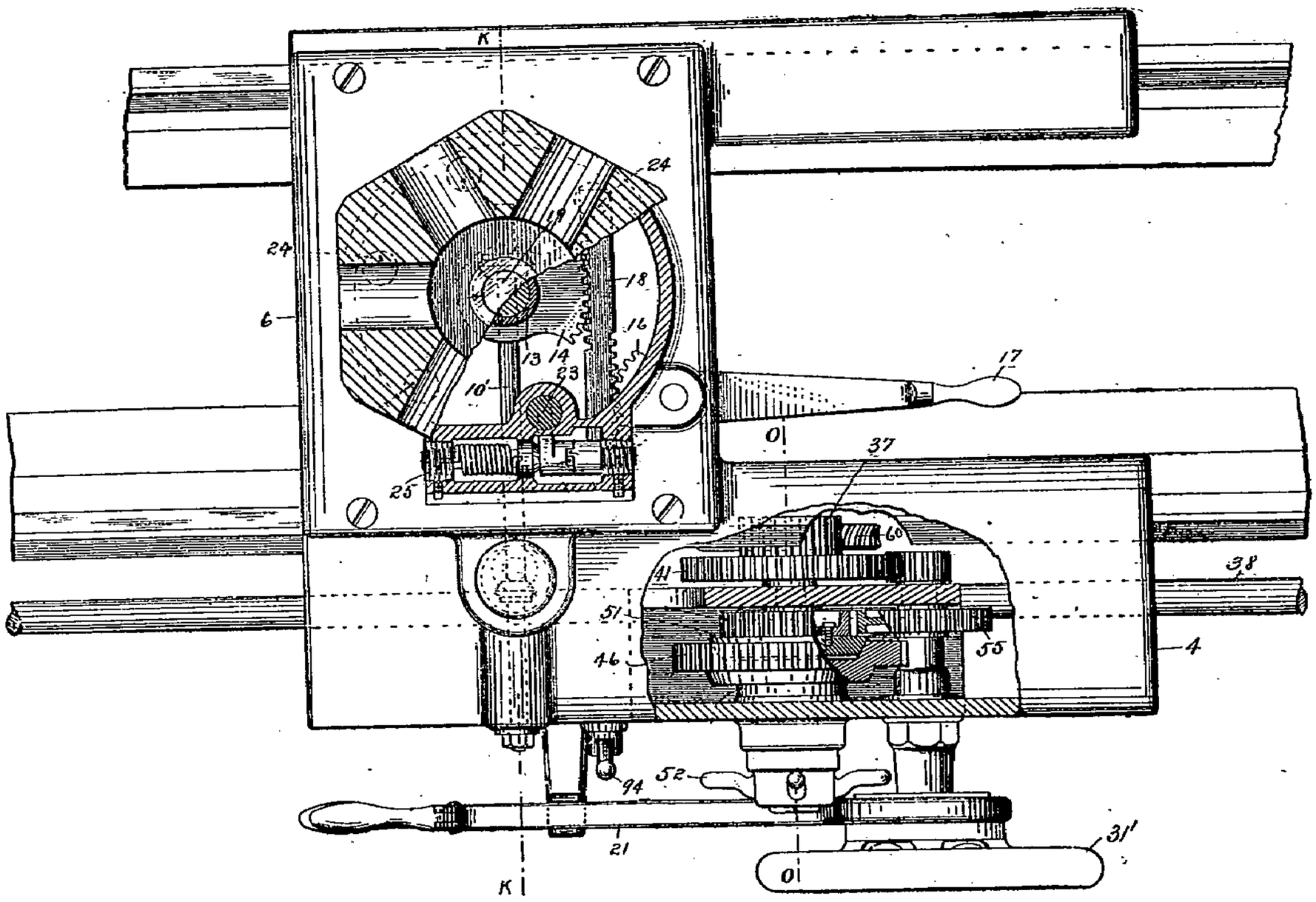


Fig. 3. — Tour *Bullard*.
Plan-coupe de la fig. 2.

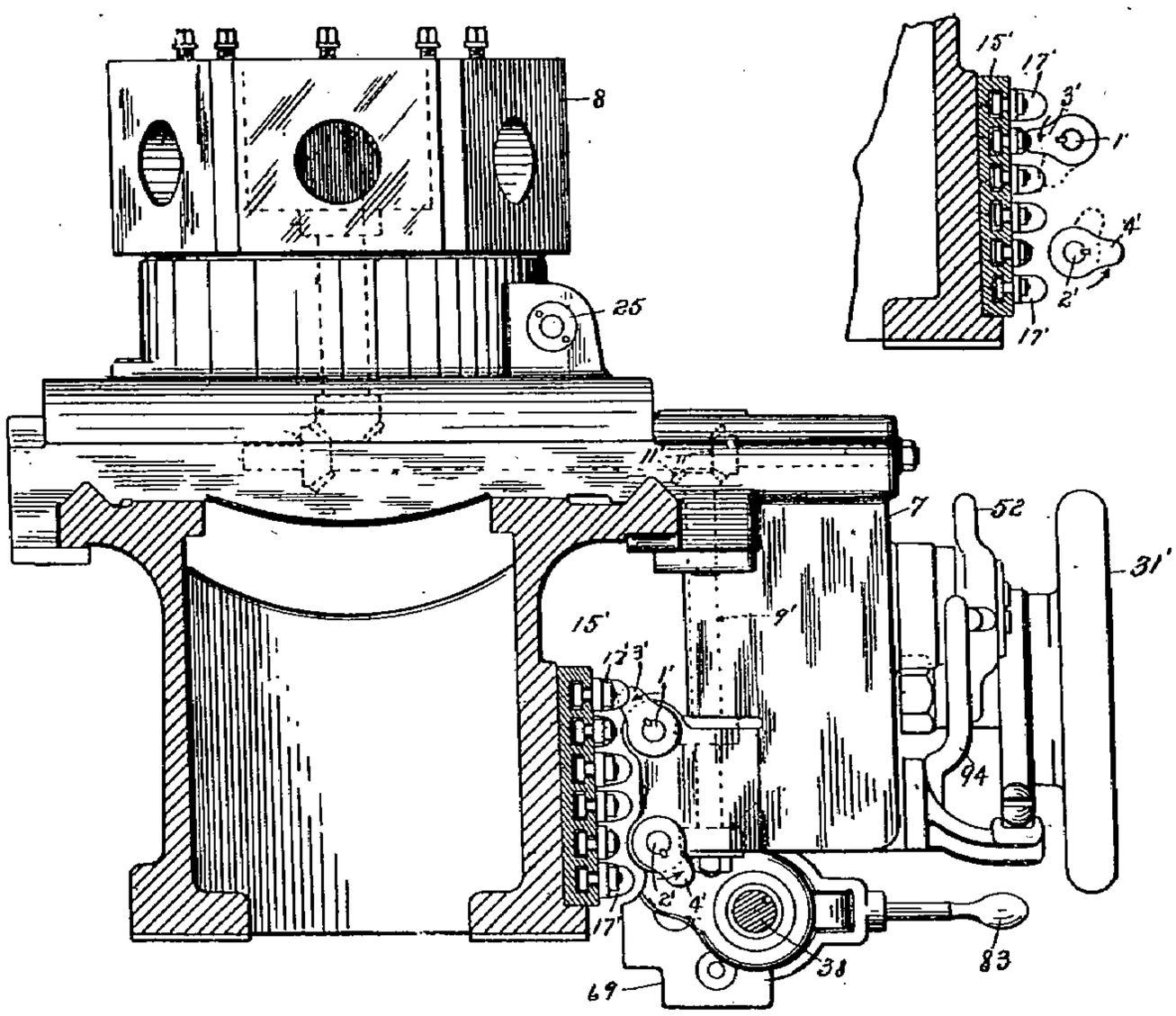


Fig. 4 et 5. — Tour *Bullard*.
Vue par bout de la fig. 2 et détail du tablier.

réaliser très simplement un grand nombre de combinaisons; ce tablier se voit en 51′ (fig. 1 et 6) avec le correspondant 7 du chariot revolver.

Le serrage du revolver 8 se fait par le boulon 19 (fig. 6) et, pour le desserrer, il suf-

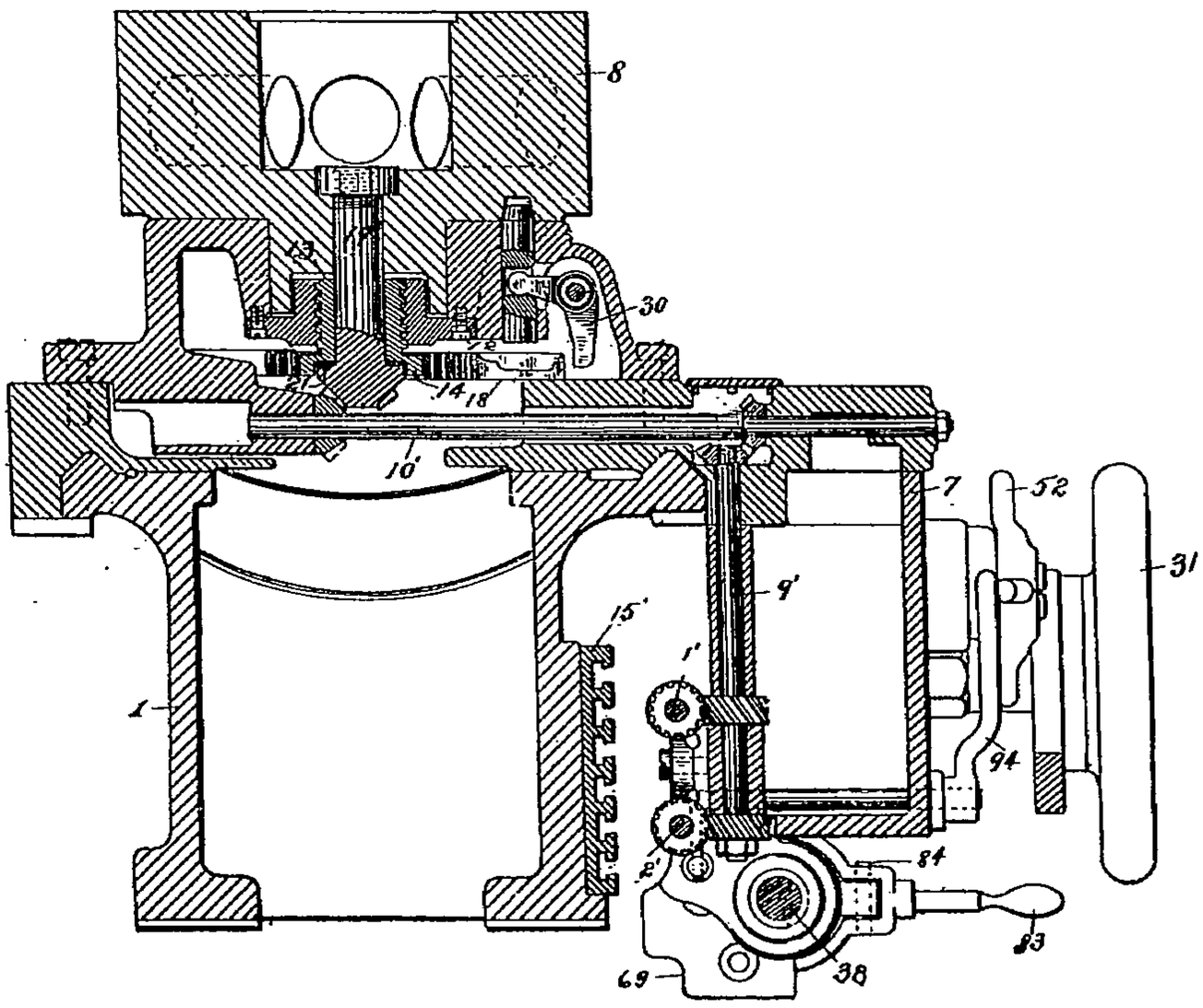
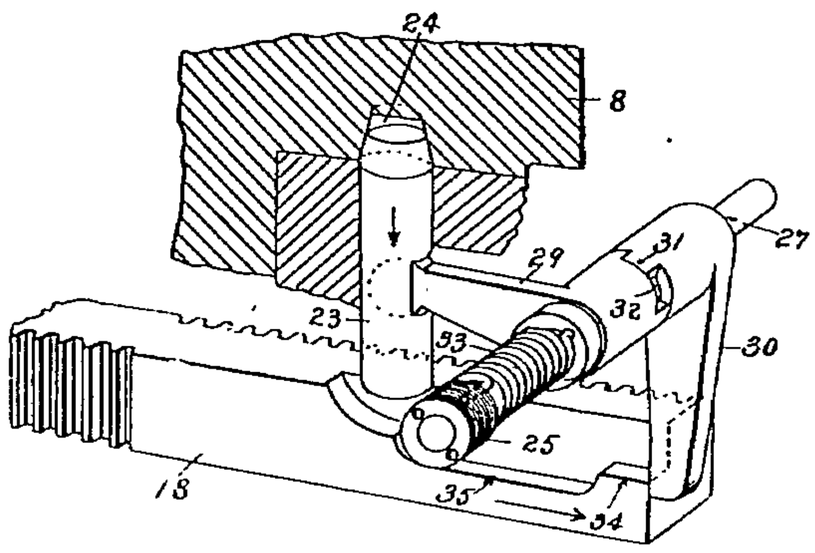
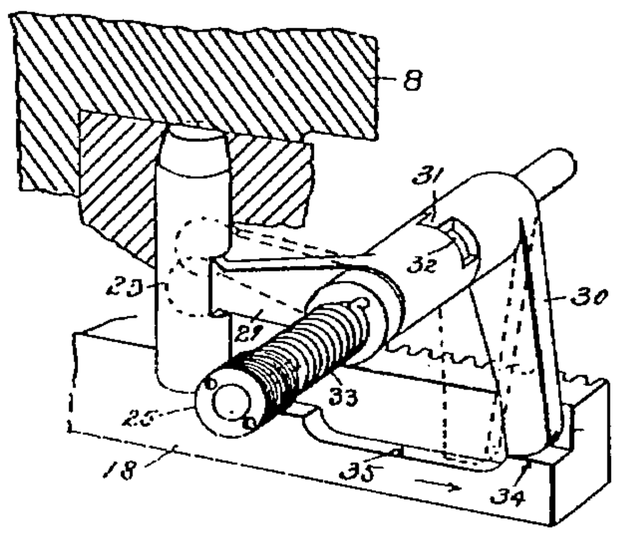


Fig. 6. — Coupe K (fig. 3).





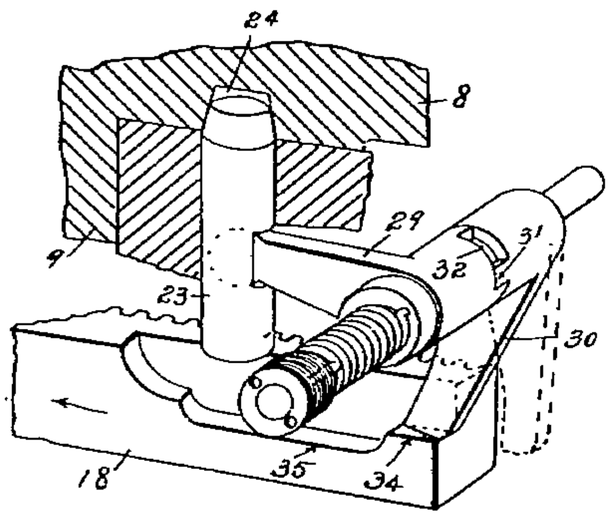


Fig. 7 à 9. — Tour *Bullard*.
Détail du verrouillage.

fit de (fig. 3) pousser vers l'axe de la machine le levier 17, qui, par 16, 18 et 14, fait (fig. 6) tourner l'écrou 13 de serrage de 19; en même temps, l'extrémité de la crémaillère 18 vient (fig. 7) repousser le bras 30, qui, par l'embrayage 31 abaisse, malgré son

ressort 33, réglable en 25, le bras 29, et retire ainsi le verrou 23 du revolver de son encoche 24. On tourne alors le revolver à la main, tout en continuant à pousser le levier

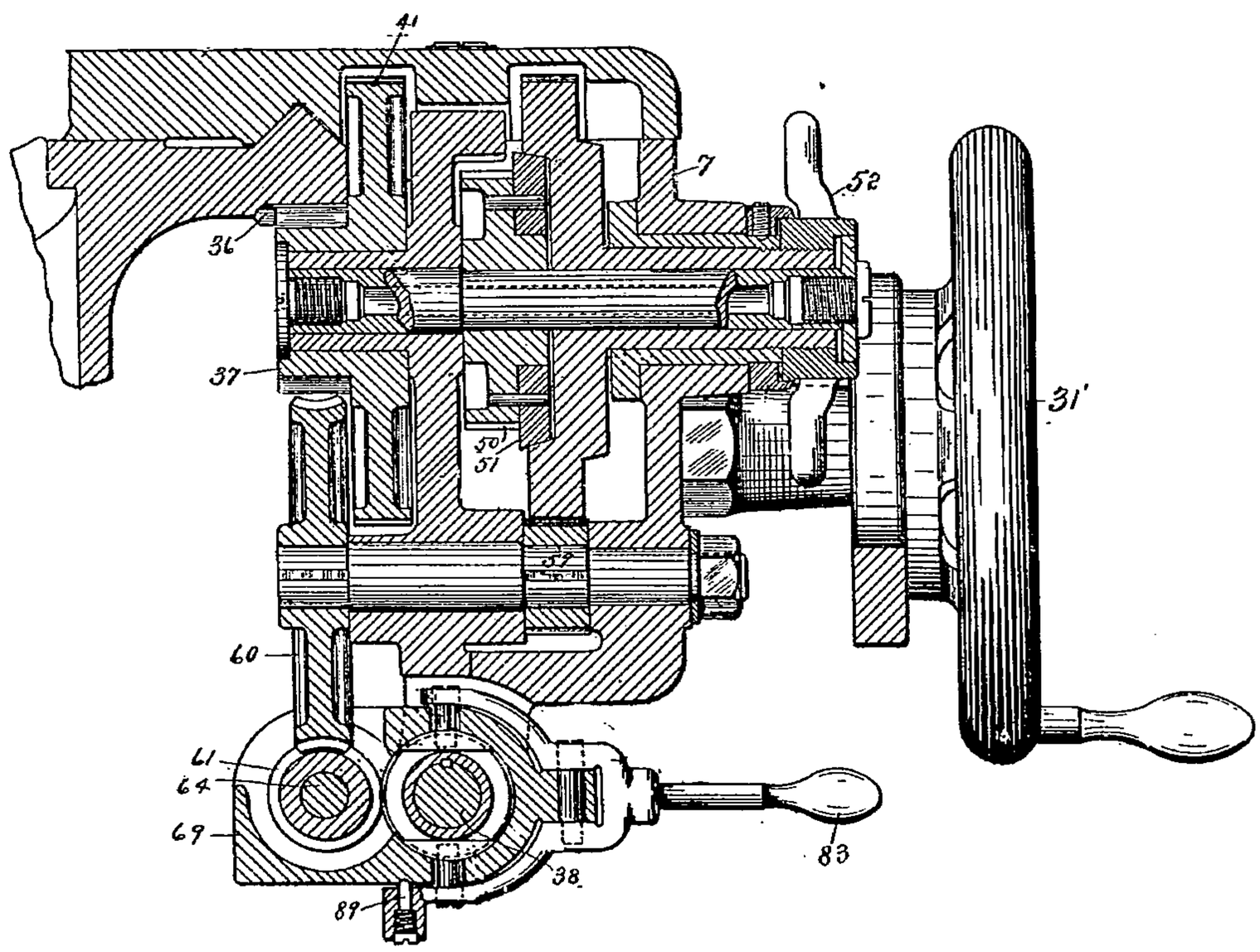


Fig. 10. — Coupe O O (fig. 3).

17, de sorte que la continuation du mouvement de 18 fait passer son talon 34 sous le bras 30, comme en fig. 8, puis dans le creux 35, et que le jeu 32 permette au ressort 33 de

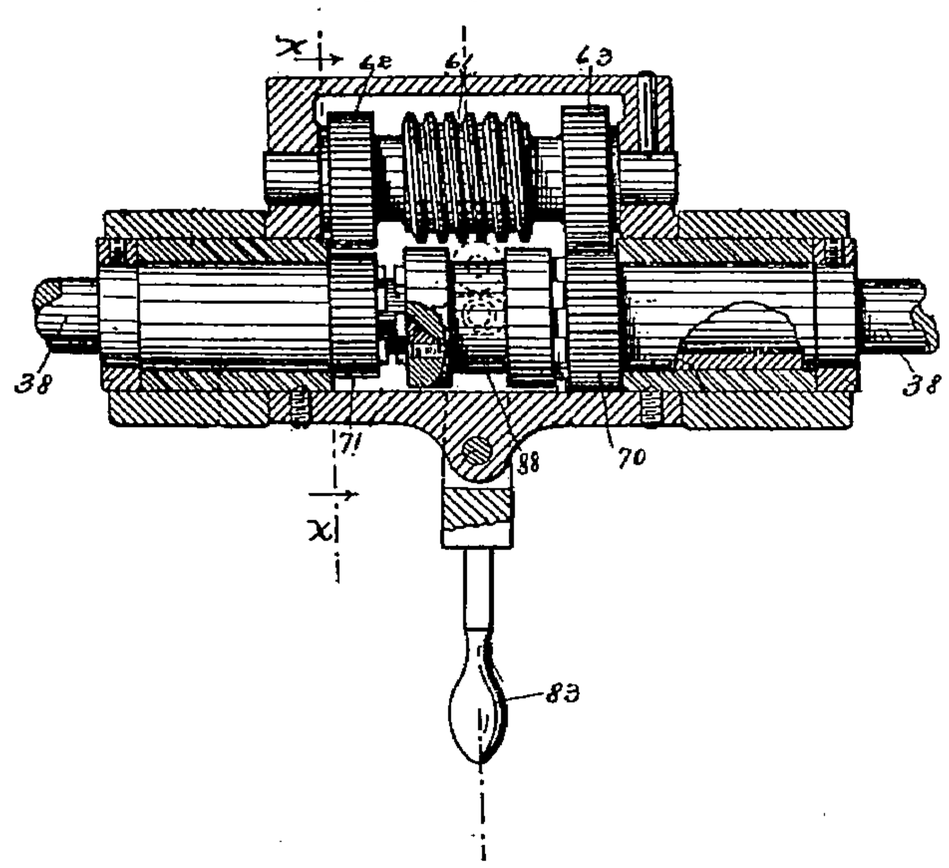


Fig. 11. — Tour *Bullard*.
Détail du mécanisme de l'avance.

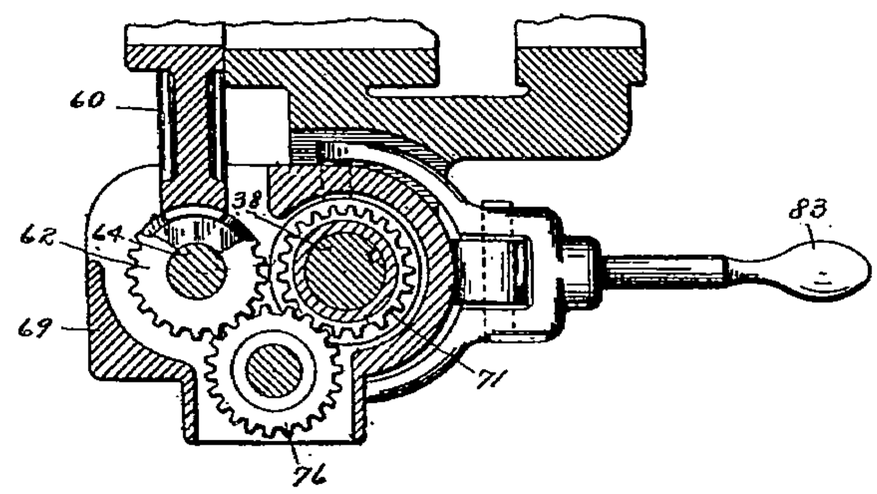


Fig. 12. — Tour *Bullard*.
Coupe X X (fig. 11).

rappeler les bras 29 et 30 dans les positions pointillées fig. 8 dès qu'une nouvelle encoche 24 se présente au droit de 23, de manière à reverrouiller le revolver. On ramène alors à soi

le levier 17, ce qui, grâce au jeu 32, laisse le bras 30 reprendre sa position normale, en pointillés fig. 9, et resserre le boulon 19 du revolver.

L'avancement longitudinal du revolver est commandé, de l'arbre rainuré 38 (fig. 1,

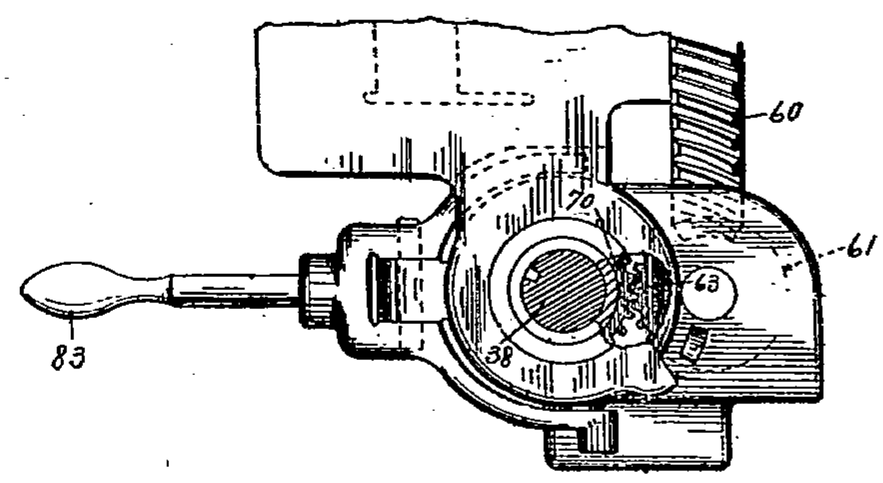


Fig. 13. — Tour *Bullard*.
Vue par bout (fig. 11).

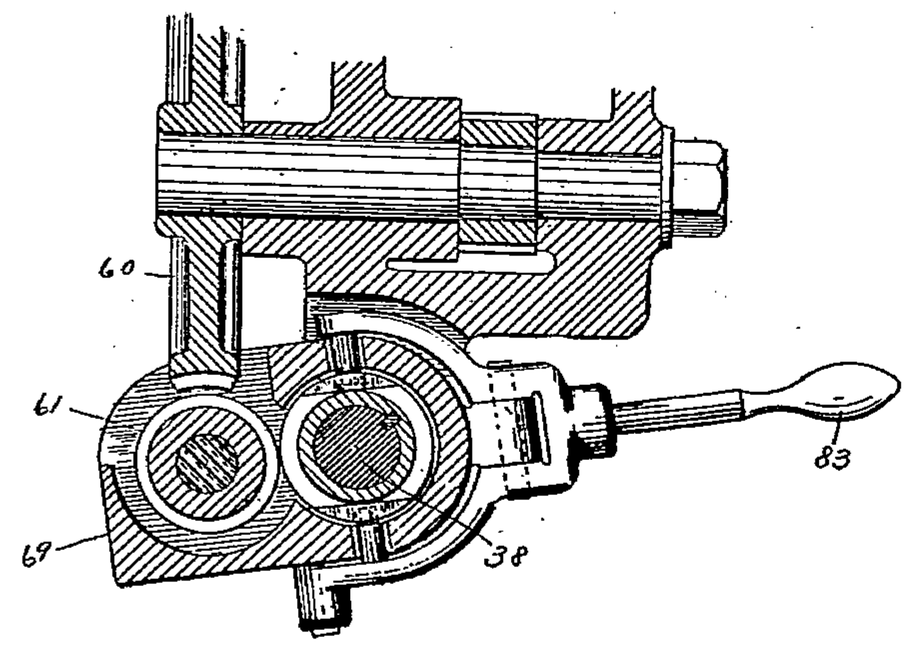


Fig. 14. — Tour *Bullard*.
Coupe ZZ (fig. 11).

10 et 15) par le train 70-73 (fig. 11) ou, en sens inverse, par 71, 76, 62, suivant la position du levier d'embrayage 83, puis par 64, 67, 60, 59, 46, la friction 51, serrée par 52,

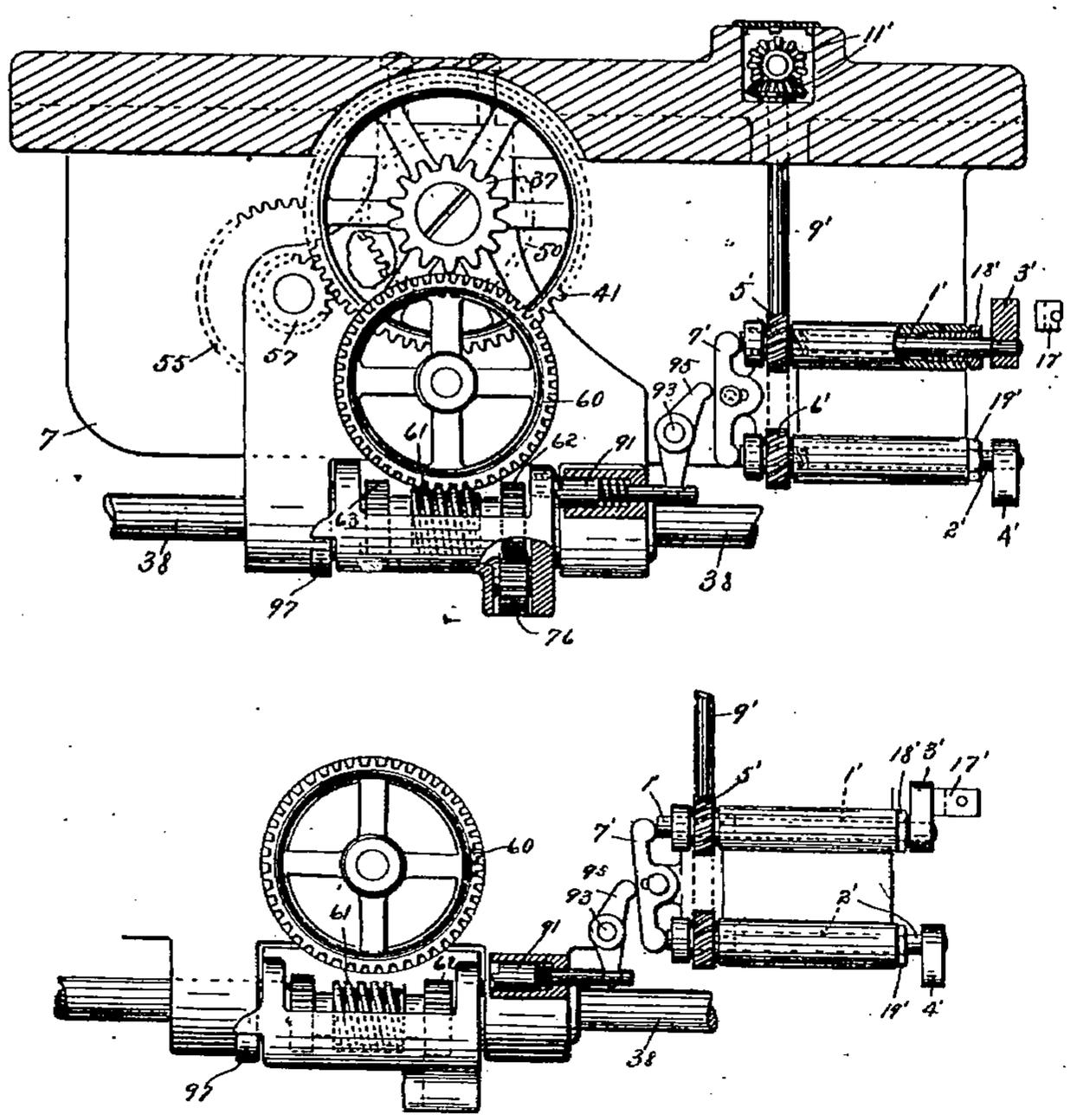


Fig. 15 et 16. — Tour *Bullard*.
Mécanisme du chariot.

50, 55, 57, 41, 37 et la crémaillère 36. Les positions horizontales du levier 83, commandant l'embrayage de changement de marche 88, sont fixées par le cliquet élastique 89

(fig. 10), et la platine 69 de l'axe 64, pivotée autour de 38, est maintenue par le cliquet 91 (fig. 16) qui, déclenché à fin de courses par le balancier 95, laisse cette platine tomber, comme en fig. 14, de la quantité fixée par le toc 97 (fig. 15) de manière à désengrener la vis sans fin 61 du pignon 60.

La manœuvre du balancier 95 peut se faire soit à la main par (fig. 2) le levier 94 de son arbre 93, soit automatiquement par les taquets 3′ et 4′ (fig. 4, 6, 15 et 16) des axes 1′ et 2′, antiparallèles, et commandés, du revolver, par le train 10′, 9′, 5′, 6′, de sorte que c'est le taquet 3′ qui se présente aux tocs du tablier 15 quand le premier ou le troisième outil du revolver est en position de travail, et le taquet 4′ pour les autres outils, et ce,

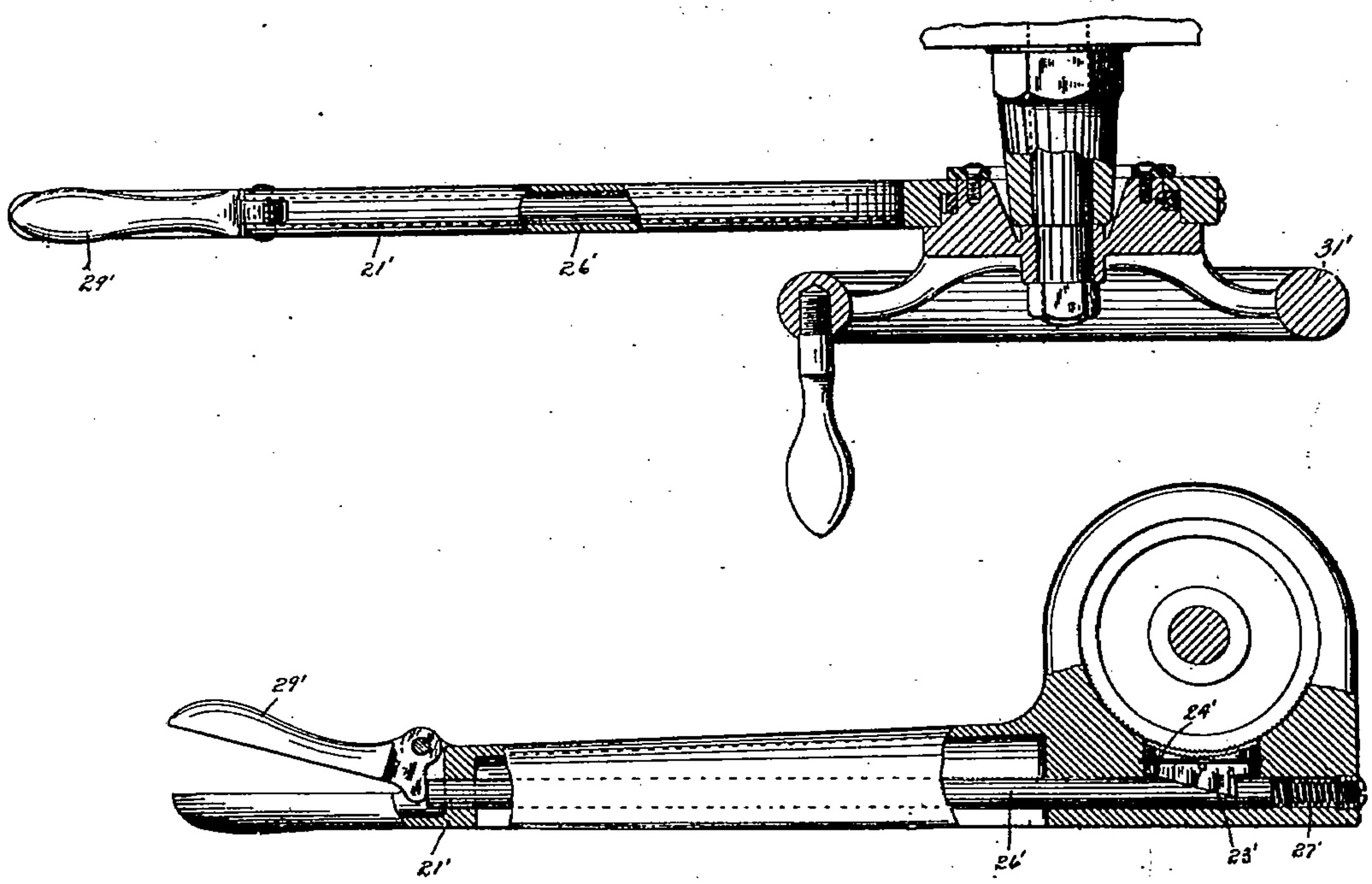


Fig. 17 et 18. — Tour *Bullard*.
Détail du levier d'avance.

toujours par l'intermédiaire de l'osselet 7′ (fig. 15). Après cet arrêt automatique, on peut encore prolonger l'avance du revolver à la main de la quantité réglée par le jeu entre 3′ et 4′ et leurs écrous 18′ et 19′ (fig. 16).

Lorsqu'on veut augmenter la puissance de l'avance du revolver à la main, on tourne la manette 31′ (fig. 19 et 18) non plus directement, mais par le long levier 21′, dont on embraye avec 31′ le cliquet 23′, ordinairement débrayé par son ressort 23′ ; cet embrayage se fait en repoussant, par 29′-26′, le coin de 26′ sous le cliquet 23′, malgré le ressort de rappel 27′.

LES ÉPURATEURS D'EAU D'ALIMENTATION POUR CHAUDIÈRES D'APRÈS MM. *STROMEYER* ET *BARON*[1]

La présence des dépôts et incrustations dans les chaudières est nuisible non tant en ce qu'elle réduit, d'ailleurs de très peu, le rendement de la chaudière, qu'en ce qu'elle expose les tôles à des surchauffes toujours dangereuses, soit immédiatement par l'affaiblissement de la résistance des tôles, soit par la fatigue qu'elle leur impose du fait de con-

1. *Institution of Mechanical Engineers*, London, novembre 1903.

tractions et dilatations continuelles et accentuées, notamment, chaque fois que l'on ouvre la porte du foyer. Une incrustation de 6 millimètres d'épaisseur peut presque doubler la fatigue, principalement dans les chaudières à haute pression forcément assez rigides.

Ce qui est vrai pour les incrustations l'est aussi pour les couches de matières graisseuses ou dépôts gras formés par les huiles des vapeurs de condensation ; il faut donc enlever soigneusement des eaux d'alimentation les matières solubles ou en suspension susceptibles de former des dépôts ou des incrustations.

Les matières en suspension de nature organique ont souvent l'heureux effet de se combiner aux matières minérales précipitées et de les transformer en des dépôts non adhérents faciles à enlever dans les épurateurs ou les chaudières mêmes.

Le carbonate de chaux est la principale cause de la dureté des eaux ; pratiquement insoluble dans l'eau, il se transforme facilement en bicarbonate soluble, et se trouve dans un grand nombre d'eaux de sources. L'ébullition transforme aisément le bicarbonate en acide carbonique et carbonate, qui se précipite, en cristaux de calcite d'autant plus que la réaction se fait avec un chauffage plus doux; ces cristaux très durs se trouvent sous forme d'incrustations dans les réchauffeurs économiseurs où les conditions sont des plus favorables à leur formation. En fait, les eaux très calcaires ne conviennent guère à l'emploi des économiseurs à moins d'une épuration préalable ; les eaux riches en sulfates et pauvres en carbonates n'engorgent pas ces économiseurs. Si le chauffage de l'eau se fait rapidement, comme dès son refoulement dans une chaudière, la précipitation du bicarbonate est si rapide qu'il se dépose en boue. Un autre moyen de précipiter ce carbonate consiste en l'addition de lait de chaux ou de dissolution de soude caustique ; il se produit alors la réaction :

Bicarbonate de chaux		Chaux		Carbonate de chaux		Eau
$CaH_2(Co_3)^2$	+	CaO	=	$2CaCo_3$	+	HO_2
soluble		soluble		insoluble		

La dureté de l'eau ne saurait, néanmoins, être entièrement enlevée par ce procédé parce que le carbonate de chaux n'est pas entièrement insoluble dans l'eau.

Le *sulfate de chaux*, soluble dans l'eau jusqu'à la température de 100°, devient beaucoup moins soluble aux températures actuelles des hautes pressions, et comme on ne peut enlever ce sulfate de chaux par l'ébullition, on dit qu'il constitue l'élément de la *dureté permanente* ou fixe de l'eau. L'évaporation constante des eaux séléniteuses dans les chaudières en opère la concentration jusqu'à saturation, à partir de laquelle le sulfate de chaux se précipite assez lentement pour cristalliser et adhérer fortement aux tôles, principalement aux parties les plus chaudes ; puis, quand la pression et la température, baissent, une partie du précipité se redissout, en laissant les intervalles entre les cristaux remplis d'une dissolution concentrée de sulfate, qui se recristallise quand la température remonte, en augmentant le volume des cristaux primitifs et en les cimentant en une incrustation tenace, qu'il faut enlever au ciseau. Cette incrustation est pratiquement du gypse, et agglomère avec elle le carbonate de chaux qui peut s'y trouver mélangé.

Aux températures des hautes pressions, l'eau peut dissoudre environ 0 gr. 30 de sulfate de chaux par litre ; en laissant la chaudière se refroidir lentement, cette teneur peut augmenter jusqu'à 2 gr. 40 et cette dissolution désagrège l'incrustation, que l'on peut enlever tant qu'elle est humide, mais, si on la laisse sécher, les 2 gr. 40 cristallisent et cimentent l'ensemble en une incrustation très tenace.

On a souvent proposé de débarrasser l'eau de son sulfate de chaux en la faisant arriver dans un déposoir placé dans la vapeur de la chaudière, mais comme l'eau en peut dissoudre 0 gr. 30 par litre, ce procédé n'est d'aucune utilité pour des eaux moins séléniteuses.

Le sulfate de chaux peut toujours s'enlever entièrement par sa transformation en carbonate de chaux d'après la réaction suivante :

$$CaSo_4 + Na_2Co^2 = CaCo^2 + Na^2So_4$$

Si l'eau renferme, comme presque toujours, de l'acide carbonique libre, on peut y ajouter de la soude caustique, qui forme, avec cet acide, du carbonate de soude qui réagit comme précédemment. Mais la soude caustique, sans acide carbonique, ne précipite pas le sulfate de chaux, de sorte qu'il est inutile d'en introduire dans les chaudières à eau ne renfermant que du sulfate de chaux. En fait, il ne faut l'y pomper qu'avec l'eau d'alimentation froide, dont elle peut fixer l'acide carbonique tant qu'elle est froide ; elle arrive trop tard dans l'eau chaude de la chaudière

La réaction ci-dessus peut se faire facilement dans les épurateurs, mais la séparation du précipité est très lente, et, si l'on ne chauffe pas, le précipité de carbonate de chaux met un long temps à se former.

Les *sels de magnésie* que l'on rencontre dans les eaux naturelles sont les chlorures, les nitrates et les sulfates, qui en produisent la dureté permanente, et le bicarbonate, seul insoluble. Ils réagissent tous sur les savons et ne se précipitent pas par la chaleur, à l'exception du bicarbonate. Aux hautes températures des chaudières il se produit, entre les sels insolubles de magnésie et le carbonate de chaux, des réactions qui précipitent la magnésie, et le bicarbonate se convertit en carbonate par l'addition de soude caustique d'après la réaction suivante :

$$MgH_2\,(Co_3)_2 + CaO = MgCo_3 + CaCo_3 + H_2O.$$

Les dernières traces de ce carbonate de magnésie sont enlevées par addition d'un excès de chaux d'après la réaction :

$$MgCo_3 + CaO + H_2O = Mg(OH)_2 + CaCo_2.$$

Les autres sels de magnésie sont, de même, facilement convertis en carbonate et en hydrates par l'addition de chaux éteinte et de soude. Le carbonate de magnésie est très peu soluble dans l'eau, tandis que l'hydrate est facilement soluble, mais son caractère gélatineux le rend très gênant dans les épurateurs dont il engorge les filtres.

Les *graisses* proviennent des condenseurs ou des réchauffeurs d'alimentation. Les huiles animales et végétales occasionnent des corrosions, mais elles sont presque toujours remplacés par des huiles de graissage minérales dans les cylindres des machines. Les machines marines marchent presque toujours sans aucun graissage des cylindres, mais les machines des usines en consomment encore de grandes quantités. Une partie de ces graisses flottent sur l'eau et pourraient être enlevées par filtration, mais il est très difficile d'en enlever la petite quantité émulsionnée dans l'eau ; on ne peut la séparer de l'eau par l'ébullition à la pression atmosphérique, mais elle se sépare complétement dans la chaudière, en s'attachant aux surfaces de chauffe, où elle occasionne des surchauffes, des accidents et des usures rapides.

La caractéristique des effets de ces graisses est leur disproportion avec l'épaisseur de leurs dépôts ; une épaisseur infinitésimale de l'ordre du 1/50 de millimètre peut occasionner des désagréments plus qu'une incrustation de 3 millimètres. Ce fait serait dû, d'après quelques auteurs, à ce que des pellicules de graisse constitueraient des cloches de vapeur empêchant le contact de l'eau avec les surfaces de chauffe ; d'autres pensent qu'elles forment avec les sels de l'eau des poudres impalpables, comme des oxalates de chaux,

qui retardent l'ébullition. Cette dernière explication est confirmée par l'observation, parfaitement fondée, que la graisse est plus dangereuse dans les chaudières propres que dans celles souillées d'incrustations minérales, mais elle est en contradiction avec ce fait que les chaudières de terre, et incrustées, donnent des ennuis sitôt que l'on remplace les eaux naturelles par des eaux de condensation. Ces inconvénients s'accentuent, si la pression dépasse 8 kilog. probablement par la décomposition du carbonate de magnésie à la température correspondante. En tout cas, il est nécessaire d'enlever les graisses totalement des eaux d'alimentation; on ne peut le faire par filtration, et les séparateurs les plus efficaces laissent toujours quelque trace de graisse.

La seule méthode réellement efficace pour l'enlèvement de ces graisses consiste dans l'addition de réactifs à l'eau de condensation; ces réactifs enlèvent l'huile par précipitation, l'huile adhère aux précipités et peut ainsi s'enlever par décantation ou filtration. Les eaux des condenseurs à injection contiennent suffisamment de ces réactifs, mais il faut les ajouter aux eaux des condenseurs à surface.

La dépense nécessaire pour chauffer 1.000 gallons d'eau de 15 à 100° est d'environ 1 schelling (0 fr. 27 par mètre cube); avec des eaux d'une dureté passagère de 10°, il faut dépenser, par 1.000 gallons, environ 1 livre 14 d'une dissolution de soude caustique à 77 p. 100 (0 kg. 12 par mètre cube) ou 0 livre 8 de chaux éteinte, ce qui mène à des dépenses de 1,53 d. et 0,09 d. par 1.000 gallons (3 cent. 30 à 0 cent. 33 par mètre cube), de sorte qu'il ne faut employer de la soude que si l'eau présente un caractère de dureté permanente. Cette soude, en grande quantité, attaque les garnitures en bronze.

Il faut 1 livre 5 de soude à 58 p. 100 pour 1.000 gallons d'eau à 10° de dureté permanente (0 kg. 15 par mètre cube), soit une dépense d'environ 0,88 d. par 1.000 gallons (2 centimes par mètre cube),

Dans certains épurateurs, comme l'Archbutt Deeley, et le Lassen et Hjort, la soude caustique et le carbonate de soude mélangés produisent un lait composé de soude caustique, de chaux libre et du carbonate de chaux insoluble, qui ne sert à rien; la soude ainsi produite revient à environ 15 francs les 100 kilog.

Il faut ajouter à ces dépenses l'intérêt et l'amortissement de l'appareil, le service, en général d'une demi-heure par jour; si les eaux sont traitées dans les chaudières mêmes, il faut ajouter les frais de la surchauffe et de l'usure exceptionnelle des chaudières. Le tableau ci-dessous donne les frais d'installation de 1 à 7 chaudières, chacune de ces chaudières ayant 2 m. 45 de diamètre et coûtant 800 livres (20.000 francs) toute montée; l'intérêt du prix d'établissement et de l'amortissement sont comptés à 3 p. 100. La durée de la meilleure de ces chaudières, fonctionnant avec de l'eau pure, est supposée de 50 ans, et celle de la moindre à 15 ans, avec désincrustation par piquage tous les trois mois; dans chaque cas, à l'exception du premier, l'eau est supposée très sédimentaire.

NATURE DE L'EAU	PURE	TRÈS SÉDIMENTAIRE						
Chaudières en marche	1	1	2	3	4	5	6	6
— en réserve	0	1	1	1	1	1	1	0
Durée des chaudières	50	40	40	40	40	30	20	15
Intérêt du prix d'achat	24 £	48 £	72 £	96 £	120 £	144 £	168 £	144 £
Dépréciation	7	21	32	42	52	100	209	258
Nettoyage	2	20	39	59	78	78	78	36
Réactifs	2	10	20	30	40	50	60	60
Total	35	99	153	227	290	372	515	498
Total par chaudière en marche	35	99	71,5	75,7	72,5	74,4	85,8	83

On voit que, dans ces conditions, les chaudières employant de l'eau pure ne coûtent guère plus de 35 livres (875 francs) par an, y compris les réactifs avec épurateur, tandis que les chaudières avec eaux chargées et réactifs dans la chaudière coûtent de deux à trois fois plus. L'économie minima, de 30 livres, représente, à 5 p. 100, un capital de 600 livres alors que le prix des épurateurs se monte, par chaudière, à 100 ou 200 livres (2.500 à 5.000 francs).

Parmi les difficultés à vaincre dans le fonctionnement des épurateurs, l'une des principales est le dosage convenable des réactifs, et l'enlèvement des précipités. Si l'on précipite, par des réactifs, le carbonate de chaux, son premier état est colloïdal, traversant les meilleurs filtres en papier, la sciure de bois, les éponges; au bout d'un long repos ou d'un léger chauffage, le précipité change d'aspect, passe du bleuâtre au jaunâtre, et est encore si fin qu'il ne se rassemble que très lentement. D'après le professeur Wanklyn, il se précipite en 25 minutes d'une épaisseur d'eau de 2 millimètres, et en 8 heures d'une épaisseur de 50 millimètres, soit à des vitesses de 20 à 40 millimètres par heure en eau froide. On n'a pas fait d'expériences en eau chaude. On conçoit, ainsi, qu'il faille de trop grands réservoirs avec l'eau froide et que, même les filtres, ne peuvent enlever tout le carbonate de chaux précipité. Lorsqu'on opère avec de l'eau chaude, on peut réduire considérablement les dimensions de ces réservoirs de dépôt et les filtres deviennent beaucoup plus efficaces.

Dans la plupart des épurateurs à eau froide, l'eau marche de bas en haut, à l'encontre des sédiments dont la grosseur facilite la prise du précipité ; dans d'autres appareils, celui de Desrumaux notamment, l'eau marche en lames minces, que le précipité traverse facilement, mais il ne faut pas pousser l'application de ce principe à l'extrême, car on augmenterait ainsi trop la vitesse et les tourbillons du liquide.

Malgré la grandeur de leurs réservoirs et l'emploi des filtres, il est difficile d'enlever complètement toutes les matières solides dans les épurateurs à eau froide; les injecteurs qui en emploient les eaux s'engorgent souvent de dépôts parce que la précipitation complète ne se fait qu'aux points où l'eau s'échauffe suffisamment. Pour vaincre cette difficulté, le procédé Archbutt-Deeley fait barboter dans l'eau de l'acide carbonique qui redissout les traces de précipités qui se déposent ordinairement sur les tubes chauds. D'autre part, les mécaniciens se refusent souvent à l'introduction, dans leurs chaudières, d'acide carbonique, et préfèrent augmenter les dimensions des réservoirs de précipitation. La meilleure manière de précipiter entièrement ce résidu consisterait à réchauffer l'eau épurée, mais ce serait très coûteux.

En pratique, les précipités magnésiens sont encore plus difficiles à traiter que ceux de chaux en raison de leur nature gélatineuse, qui tout en aidant à la séparation du carbonate de chaux, retarde la fin de la précipitation et engorge les filtres; néanmoins, quelques-uns des appareils décrits ci-après réussissent à enlever de gros précipités magnésiens sans trop engorger leurs filtres.

Dans l'épurateur Archbutt-Deeley, où l'on enlève toute la magnésie par un excès de chaux, chaque nouvelle arrivée d'eau est mélangée au précipité de l'eau précédente, de sorte que les grosses particules de ce précipité activent la précipitation de la gelée de l'eau nouvelle. C'est ce même principe que l'on applique dans les appareils où l'eau traitée est amenée au fond des réservoirs de précipitation et doit traverser les précipités déjà formés. On emploie aussi ces boues précipitées pour l'enlèvement des graisses dans les épurateurs de Babcox-Wilcox, Maxim et Wollaston, où l'on introduit de la vapeur d'échappement. L'explication de ce fait est dans la coagulation du précipité colloïdal qui, en se séparant, enlève à la fois l'huile en suspension et à l'état d'émulsion. D'après Wollaston, l'écume graisseuse monte et s'enlève par un décanteur au-dessous du déversoir de l'eau dans le réservoir de précipitation, de sorte que cette écume ne souille pas l'eau purifiée

Presque tous les épurateurs sont pourvus de filtres, en sable, en étoffe, en éponges ou en laine de bois, bon marché, et qui peut se renouveler deux fois par an, tandis qu'il faut nettoyer les éponges. Ces nettoyages inévitables sont fastidieux ; les filtres per descensum, sur lesquels le sédiment se dépose, doivent se nettoyer plus souvent que ceux traversés par l'eau de bas en haut.

Les filtres d'étoffe doivent se nettoyer à la main ; ils consistent généralement en cadres de bois ou de fer séparés par des pièces d'étoffe et serrés les uns sur les autres par de longs boulons ; l'eau traverse ces étoffes en zigzag et en série ; les toiles sont facilement enlevées par le desserrage des boulons. Les filtres Atkins sont en disques brossés sans qu'on les enlève.

Dans tous les épurateurs, les réactifs sont dissous dans l'eau. On n'a guère essayé l'introduction de poudre de chaux ou de soude en petites quantités, et l'on a eu recours, pour vaincre les difficultés inhérentes au mélange des liquides, à des appareils nombreux et ingénieux.

La chaux caustique est très peu soluble dans l'eau ; il s'en dissout, par litre, environ 0 gr. 15 à 15° et 0 gr. 6 à 100° ; il faut, en général, ajouter 10 p. 100 d'eau de chaux à l'eau en traitement. Cette eau de chaux se prépare en jetant de la chaux éteinte dans un réservoir profond et en laissant l'eau passer lentement au travers du lait de chaux précipité au fond ; si l'écoulement de cette eau est assez lent et le réservoir assez profond, l'eau qui se décante est de l'eau de chaux saturée claire. Les proportions d'eau de chaux et d'eau à traiter se règlent en laissant les deux courants s'écouler par des déversoirs appropriés, comme dans les appareils de Desrumaux, Atkins, Reisert et Stanhope.

On peut évidemment réduire les dimensions de l'appareil en employant, au lieu d'eau de chaux claire, un lait de chaux à 10 p. 100 de chaux caustique, mais ce lait de chaux doit être alors continuellement agité, comme dans les appareils de Bell, Doulton, Harris, Anderson et Porter-Clark, et l'on ne peut pas ajouter de l'eau en marche, de sorte que le mélange s'affaiblit sans cesse. Dans l'appareil Lassen et Hjort, la quantité du mélange de lait de chaux et de dissolution de soude injectée avec chaque charge se règle par la durée de l'ouverture d'une petite valve, mais elle diminue, pendant la journée, avec la hauteur de charge du réactif, et, pour y parer, on maintient le réservoir de ces réactifs toujours à moitié plein. L'emploi du lait de chaux présente donc, en dépit de ses avantages particuliers, plus d'inconvénients, peut-être, que celui de l'eau de chaux.

La plupart des épurateurs sont pourvus de petits réservoirs à lait de chaux, mais ce n'est pas une règle absolue, et les épurateurs continus n'ont guère de réservoir séparé pour la dissolution de la soude caustique, bien qu'il faille un certain temps pour effectuer cette dissolution et la mélanger complètement. L'addition de la soude à l'eau non traitée s'effectue peut-être plus facilement par une petite pompe, qui doit être en fonte, et qui marche en unisson avec la pompe alimentaire ; on emploie aussi des chaînes à godets, et, dans toutes ces dispositions, la proportion de soude se règle le mieux en variant la force de la dissolution de soude.

D'après le tableau p. 63, l'on voit, qu'à deux exceptions près, les épurateurs mentionnés emploient trop peu de chaux, ce qui ne saurait être ni une question de dépense, ni une question de saturation, car l'eau de chaux abaisse à la fois la durée temporaire de l'eau et sa teneur en sels dissous ; cette défectuosité provient probablement de l'idée fausse que l'on se fait du rôle de la chaux et qui consiste à se combiner avec l'acide carbonique libre ou celui en excès des bicarbonates et à réduire en hydrates les sels magnésiens.

Dans neuf cas sur dix-neuf, on a ajouté trop de soude ; il faut l'éviter parce qu'il tend à corroder les bronzes.

En ce qui concerne les appareils où l'on prétend faire disparaître la dureté temporaire des eaux par l'emploi de la vapeur, il ne faut pas oublier qu'une ébullition prolongée peut

TABLEAU I.

Réactifs etc.	Archbutt-Deeley		Atkins		Babcock and Wilcox			Bell		Boby			Carrod		Desrumaux		Doulton		Harris-Anderson		Lassen and Hjort (1)		Lassen and Hjort (2)	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Sortie-vapeur déduite	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Sortie-vapeur déduite	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
	Grains par gallons (0 kg. 01425 par litre)																							
Acide carbonique	7.161	0.63	6.795	1.27	3.940	4.070	»	2.39	3.22	10.36	1.40	»	6.21	1.14	5.83	1.25	4.78	0.00	8.856	0.000	6.84	1.39	10.000	1.87
Formant des incrustations — Calcium — Sulfate	2.639	0.000	0.715	0 715	8.001	0.000	0.000	29.918	0.000	17.126	4.532	5.734	33.105	3.430	2.963	0.635	22.772	0.00	18.680	0.000	1.99	»	20.472	0.000
Calcium — Carbonate	6.659	1.704	13.909	1 709	2.549	6.319	9.972	0.000	1.706	17.271	0.205	0.259	0.000	4.780	5.990	1.485	12.305	0.814	6.53	1.938	14.701	1.009	5.588	0.311
Calcium — Silicate	1.733	1.175	1.110	1.030	2.615	1.184	1.868	»	»	2.176	1.560	1.974	2.893	3.902	1.909	0.163	»	»			2.308	1.951	1.338	0.000
Magnésium — Hydrate	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.291	0.000	»	»	»	»
Magnésium — Carbonate	5.418	0.073	»	»	3.339	1.365	2.154	3.619	3.598	2.966	1.768	2.237	10.999	14.562	5.115	1.873	0.000	1.896	9.177	3.235	0.000	0.365	13.110	2.841
Magnésium — Silicate	»	»	»	»	»	»	»	0.913	0.800	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.398
Oxyde de fer	0.330	0.148	0.024	0.017	0.611	0.908	0.013	0.008	0.005	0.044	0.011	0.014	0.113	0.155	0.063	0.059	0.147	0.112	0.244	0.111	0.017	0.091	0.067	0.047
Total	16.779	3.100	15.758	3.471	17.115	8.876	14.007	34.458	6.109	39.583	8.076	10.218	47.110	26.829	16.040	4.215	35.224	2.822	34.571	5.575	18.116	3.416	40.576	3.597
Ne formant pas d'incrustations — Sodium — Nitrate	»	»	0.716	0.738	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.000	25.932	»	»	»	»	»	»
Sodium — Chlorure	2.675	3.211	2.881	2.939	16.676	10.612	16.745	8.690	8.669	5.423	4.739	5.995	3.380	3.671	2.818	3.606	8.238	10.755	23.971	23.971	1.145	3.161	4.586	8.887
Sodium — Sulfate	0.000	5.402	»	»	32.736	26.045	41.100	12.491	56.700	1.157	10.322	13.059	5.449	38.528	0.000	3.156	0.000	26.462	30.717	49.462	0.000	1.881	0.000	19.980
Sodium — Carbonate	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.000	13.921	0.000	0.671	»	»	»	»
Sodium — Bi-carbonate	0.000	1.401	»	»	0.000	11.923	18.815	0.000	9.844	»	»	»	»	»	»	»	0.000	30.502	»	»	0.000	1.783	0.000	19.128
Sodium — Silicate	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
Sodium — Hydrate	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
Calcium — Nitrate	»	»	2.903	2.882	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	14.626	0.000	»	»	»	»	»	»
Calcium — Chlorure	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.707	0.000	»	»
Magnésium — Nitrate	»	»	0.904	0.904	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	9.380	0.000	»	»	»	»	»	»
Magnésium — Chlorure	0.251	0.000	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.228	0 000	1.177	0.000	»	»	0.803	0.000	2.961	0.000
Magnésium — Sulfate	»	»	»	»	»	»	»	10.662	0.000	»	»	»	1.204	0.000	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
Total	2.926	9.814	7.404	8.463	49.412	48.580	76.600	31.843	75.213	6.580	15 061	19.054	10.033	42.199	3.046	6.762	33.421	107.572	54.688	74.104	2.655	6.825	7.547	47.995
Matière minérale totale	19.705	12.914	23.162	11.934	66.527	57.456	90.607	66.301	81.322	46.163	23.137	29.272	57.143	69.028	19.086	10.977	68.646	110.394	89.259	79.679	21.671	10.241	48.122	51.592
Alcalinité	14.582	3.632	14.680	2.320	8.757	16.050	28.960	5.199	12.628	22.661	3.642	4.606	15.54	25.410	13.701	3.847	12.303	34.33	17.350	6.907	16.685	4.179	22.297	15.459
Dureté temporaire	14.582	2.799	14.680	2.320	8.757	8.954	14.131	5.199	6.770	22.661	3.642	4.606	15.54	25.410	13.701	3.847	12.303	3.064	17.350	6.275	16.685	3.118	22.297	4.077
— permanente	2.203	0.000	3.165	3.165	5.883	0.000	0.000	30.858	0.000	12.590	3.332	4.216	25.34	2.522	2.419	0.467	33.215	0.000	13.731	0.000	2.945	0.000	18.160	0.300
— totale	16.785	2.799	17.845	5.485	14.640	8.954	14.131	36.057	6.770	35.251	6.974	8.822	40.88	27.932	16.120	4.314	45.518	3.064	31.081	6.275	19.630	3.118	40.457	4.077
	Réactifs en livres par 1000 gallons (0kg. 10 par mètre cube)																							
Chaux	1.90	—0.60	1.305	0.28	1.034	0.000	»	1.599	1.459	2.166	0.000	»	2.25	1.59	1.563	0.406	1.5	1.5	2.476	0.312	1.31	0.000	3.31	1.56
Soude	0.35	—0.25	0.44	0.44	0.892	—1.075	»	4.676	—0.888	1.908	0.500	»	3.84	0.37	0.367	0.070	5.0	—4.274	2.081	—0.095	0.44	—0.16	2.75	—1.69
Prix par 1000 gallons en pennys	0.41	»	0.399	»	0.635	»	»	2.922	»	1.354	»	»	2.5	»	0.383	»	3.11	»	1.475	»	0.4	»	1.965	»

(Le signe — indique un excédent)

TABLEAU I (*suite*).

REACTIFS ETC.			MAXIM			PORTER-CLARK		PULSOMETER		REISERT		STANHOPE		TYAKE		WOLLASTON			WRIGHT	
			Entrée	Sortie	Sortie-vapeur déduite	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Sortie-vapeur déduite	Entrée	Sortie
			Grains par gallons (0 kg. 01425 par litre).																	
Acide carbonique			6.33	5.67	»	5.03	0.43	5.54	0.000	6.68	0.000	5.70	0.32	9.20	4.93	6.21	0.000	»	3.406	0.000
Formant des incrustations	Calcium	Sulfate	38.600	4.746	5.058	12.178	10.074	»	»	4.696	4.762	4.084	1.192	66.576	32.326	9.610	0.000	0.000	14.174	»
		Carbonate	0.000	10.149	12.368	8.971	0.000	5.193	1.551	10.423	1.456	1.259	0.516	7.649	0.00	5.592	0.355	0.471	2.033	0.162
		Silicate	0.984	1.170	1.247	1.694	0.493	3.671	2.541	2.050	1.355	1.371	1.184	2.458	1.894	1.737	0.000	0.000	1.574	1.778
	Magnésium	Hydrate	»	»	»	»	»	0.000	0.376	0.000	0.284	»	»	»	»	0.000	0.171	0.227	»	»
		Carbonate	12.032	15.333	16.340	0.109	0.918	4.270	0.000	1.453	0.000	0.049	0.938	9.586	8.433	5.400	0.000	0.000	3.201	1.635
		Silicate	»	»	»	»	»	»	»	»	0.737	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Oxyde de fer		0.367	0.112	0.119	0.246	0.057	0.047	0.034	0.251	0.054	0.082	0.036	0.314	0.246	0.371	0.024	0.032	»	0.002
	Total		51.983	31.510	35.132	23.198	11.542	13.181	4.502	18.873	8.647	6.845	3.866	86.583	42.909	22.710	0.559	0.730	20.982	3.577
Ne formant pas d'incrustations	Sodium	Nitrate	»	»	»	0.000	12.261	»	»	0.106	6.247	»	»	»	»	»	»	»	»	»
		Chlorure	130.790	117.05	124.740	5.463	5.576	10.556	11.037	3.750	3.773	1.443	2.801	19.415	20.806	7.503	8.013	10.635	1.351	3.897
		Sulfate	14.743	55.772	59.382	0.000	1.933	8.729	7.186	0.000	0.943	0.00	2.743	0.00	35.390	0.551	7.982	10.594	0.000	12.703
		Carbonate	»	»	»	»	»	0.000	3.484	»	»	»	»	»	»	0.000	13.702	18.183	0.000	6.142
		Bi-carbonate	»	»	»	»	»	7.336	0.000	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.000	4.630
		Silicate	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	0.000	1.187	1.575	»	»
		Hydrate	»	»	»	»	»	0.000	2.158	»	»	»	»	»	»	0.000	0.502	0.666	»	»
	Calcium	Nitrate	»	»	»	»	»	»	»	5.003	0.000	»	»	»	»	»	»	»	»	»
		Chlorure	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Magnésium	Nitrate	»	»	»	12.309	1.621	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
		Chlorure	»	»	»	»	»	»	»	»	»	1.010	0.000	0.978	0.00	»	»	»	1.737	0.000
		Sulfate	8.122	0.000	0.000	»	»	»	»	»	»	»	»	6.061	6.061	»	»	»	»	»
	Total		153.655	172.772	184.122	17.772	21.391	26.621	23.865	8.859	10.963	2.453	5.544	26.454	62.257	8.054	31.386	41.653	3.088	27.372
Matière minérale totale			205.635	204.282	219.254	40.970	32.933	39.802	28.367	27.732	19.610	9.298	9.410	113.037	105.166	30.764	31.936	42.383	24.070	30.949
Alcalinité			15.128	29.346	31.276	11.432	1.512	17.780	10.356	13.910	3.501	13.830	2.656	21.139	11.648	13.493	15.161	20.121	7.184	12.173
Dureté temporaire			15.128	29.346	31.276	11.432	1.512	13.416	4.379	13.910	3.501	13.830	2.656	21.139	11.648	13.493	0.650	0.862	7.184	3.628
— permanente			35.128	3.490	3.719	17.248	8.498	0.000	0.000	6.502	4.424	4.063	0.867	55.008	28.802	7.065	0.000	0.000	12.246	0.000
— totale			50.256	32.836	34.995	28.68	10.01	13.416	4.379	20.412	7.925	17.893	3.523	76.147	40.450	20.558	0.650	0.862	19.430	3.628
			Réactifs en livres par 1000 gallons (0 kg. 10 par mètre cube).																	
Chaux			2.834	2.486	»	1.658	0.253	1.412	—0.218	1.353	—0.105	1.127	0 146	3.087	2.100	1.641	excès de	»	1.069	0.625
Soude			5.323	0.529	»	2.614	1.288	»	»	0.985	0.530	0.616	0.132	3.338	4.365	1.071	soude caustiq.	»	1.856	—1.295
Prix par 1000 gallons			3.44	»	»	1.71	»	0.15	»	»	»	0.49	»	5.24	»	0.806	—1.661	»	1.205	»

seule faire disparaître complètement l'acide carbonique libre et celui des bicarbonates. Il en résulte que l'emploi de la soude est, en général, nécessaire pour faire disparaître la dureté permanente et neutraliser complètement l'acide carbonique non encore expulsé. La présence des sels de magnésie entraîne aussi l'emploi de la soude caustique, comme on l'a exposé plus haut.

Description de quelques épurateurs.

Archbutt-Deeley. — Cet appareil consiste (fig. 1) en un petit réservoir à réactifs, un grand P, de précipitation, et un four à coke ; l'eau à traiter arrive latéralement à 0 m. 30 au-dessus du fond du grand réservoir, et l'eau épurée en est décantée par un tuyau à flotteur. Le réservoir à réactifs reçoit de la vapeur et l'autre un jet d'air et de vapeur.

Capacité de 11 m³ 500 pour 4 m³ 500 (1.000 gallons) par heure. Dimensions : grand réservoir de dépôt 2 m. 44 de côté, avec bac de réservoir de 6 m. 60 × 5 m. 10 × 1 m. 20 de 25 mètres cubes ; encombrement de l'appareil de précipitation 6 mètres carrés, total 40 mètres carrés.

Fonctionnement. — On remplit le réservoir à réactifs d'une quantité donnée de chaux éteinte agitée dans son eau et on la fait bouillir par une injection de vapeur, puis on y ajoute la soude et on recommence l'ébullition. L'eau à traiter est introduite par un injecteur de vapeur au fond du réservoir de précipitation, par le tuyau *t*, et on y ajoute lentement le réactif, puis le même injecteur souffle de l'air par le tuyau *t'*. Cet air mélange complètement l'eau et les réactifs et remue les dépôts des opérations précédentes, auxquels le dépôt en formation vient adhérer, de sorte que sa précipitation se fait vite. L'eau épurée passe, par le flotteur, au travers des produits de la combustion du four à coke et devrait en absorber l'acide carbonique ; il n'y en avait pas dans l'échantillon analysé.

On emploie, par 1.000 gallons, 2 livres 5 de chaux, 0 livre 6 de soude et 0 livre 15 de fer albumineux (0 kg. 25, 0 kg. 06 et 0 kg. 015 par mètre cube).

D'après ceux qui l'emploient, cet appareil donne des résultats satisfaisants ; la chaudière a été débarrassée de ses vieux dépôts en six semaines ; il ne s'y dépose plus qu'un peu de boue. On compte environ 180 de ces appareils en service.

Babcox-Wilcox (Gutman). — Cet appareil comprend (fig. 3) un bac à réactifs R, un à lait de chaux à réaction P, des filtres et un réservoir à eau pure ; l'eau est amenée au réservoir de réaction par un tuyau avec valve V, réglée par un flotteur des filtres, et dérivation au bac des réactifs ; la vapeur arrive au réservoir de réaction par un injecteur, avec dérivation au fond du bac à réactifs ; un second injecteur permet d'employer la vapeur d'échappement. Au bas du bac à réactifs, se trouve un tuyau avec deux robinets : C' pour régler le dosage de la soude et C^2 pour en régler la quantité proportionnellement à la dépense d'eau d'alimentation Du haut du réservoir de réaction, l'eau passe, par un déversoir, dans le filtre constitué par une série de bacs remplis de laine de bois. Les fonds de ces boîtes sont à robinets permettant d'en évacuer les boues. De là, l'eau épurée passe au bac de réserve E puis à la chaudière.

La capacité est de 23 mètres cubes à l'heure.

Les dimensions sont les suivantes : réservoir des réactifs et de précipitation 1 m. 65 × 1 m. 65 × 3 m. 90 de haut ; filtres et réservoir d'eau épurée 1 m. 65 × 5 m. 25 × 2 m. 45 de haut ; encombrement horizontal 11 m² 20.

Il y a environ 35 de ces appareils en service.

Fonctionnement. — On place dans le réservoir des réactifs assez de soude pour une journée, on y lance la vapeur jusqu'à dissolution complète. On tourne C' de manière à doser la dissolution de soude suivant l'impureté de l'eau, et ce réglage se poursuit pendant la marche suivant que l'eau est alcaline ou non. Le robinet C_2 et la valve d'alimen-

tation V sont commandés par un flotteur du réservoir de repos de manière à y maintenir

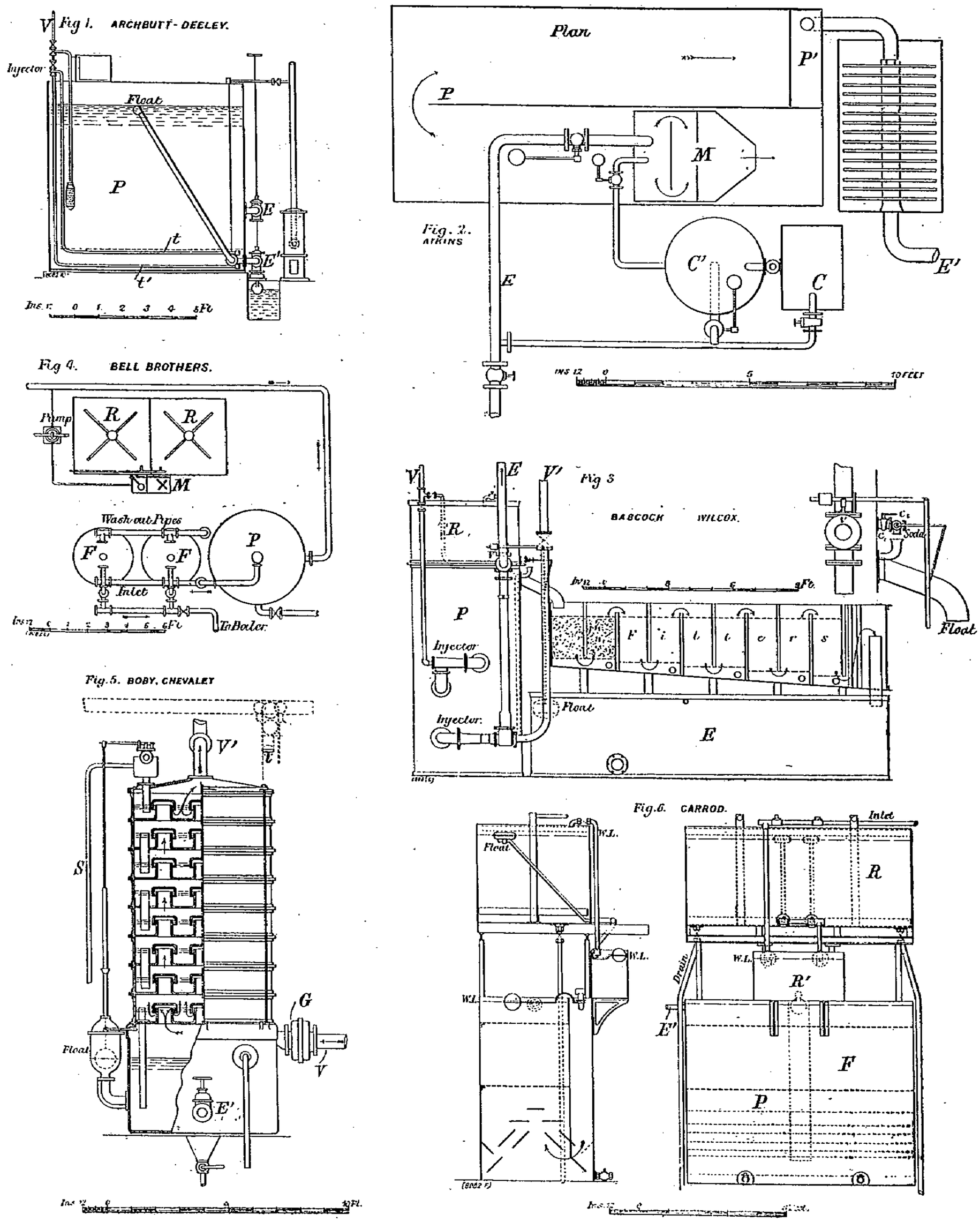


FIG. 1 à 6.

invariable la teneur en réactif. Le mélange passe dans le réservoir à réaction avec de la vapeur d'échappement si l'on en dispose. On l'y fait bouillir avec de la vapeur vive de

manière à enlever la dureté temporaire; la soude fait disparaître la dureté permanente, l'eau chaude passe aux filtres, qu'elle traverse en une demi-heure. La graisse de la vapeur d'échappement adhère au sédiment et ne traverse pas les filtres; il reste un peu de sédiment dans le réservoir de repos.

Cet épurateur a bien marché pendant trois ans, avec une eau pure et parfois acide; les chaudières à tubes d'eau de 40 millimètres de diamètre n'ont pas souffert; il ne s'y dépose qu'un peu de boue.

L'analyse a montré que l'on avait ajouté à l'eau de la ville environ 60 p. 100 de vapeur, et, si l'on retranche l'eau donnée par la condensation de cette vapeur, on voit que la dureté de l'eau est restée la même, la soude n'a fait que transformer la dureté permanente en dureté temporaire.

Bell. — Cet appareil comprend (fig. 4) un réservoir mélangeur, un de réaction, un de repos et deux filtres; les deux premiers réservoirs ont des agitateurs. Du mélangeur M, le réactif est pompé dans l'eau à traiter en P, d'où elle passe aux deux filtres à sables F F, pourvus des dispositifs nécessaires pour leur lavage alternatif.

La capacité est de 2.500 gallons par heure (11 m³ 3). Les dimensions sont, pour les réservoirs R R : 1 m. 20 × 2 m. 45 × 1 m. 20 de haut; pour P : 1 m. 50 × 2 m. 70 de haut; chacun des filtres F a 0 m. 90 × 2 m. 60 de haut; encombrement horizontal 16 mètres carrés.

On emploie, par 1.000 gallons, 2 livres de soude et 1 livre 5 de chaux (0 kg. 2 et 0 kg. 15 par mètre cube). Ces appareils fonctionnent bien, mais avec engorgement trop fréquent des tuyaux.

Atkins. — Cet appareil comprend (fig. 2) un réservoir à lait de chaux C, un à eau de chaux C′, un de précipitation P, avec cloison médiane et surmonté de deux réservoirs M et P′, l'un pour mélanger l'eau avec la chaux et l'autre pour amener l'eau traitée aux filtres F, en toile sur plaques de zinc perforées reliés par un tube central qui sert de sortie en E′.

Le débit est de 2.500 gallons par heure (11 m³ 3).

Les dimensions sont les suivantes : P, 2 m. 10 × 4 m. 50 × 1 m. 50 de haut; C′ 2 mètres × 1 m. 50 de haut; F, 1 m. 70 × 1 m. 80 × 1 m. 80; encombrement horizontal, non compris C : 13 mètres carrés.

Fonctionnement. — On verse en C′ du lait de chaux et de l'eau, puis on injecte au bas de C′, en volume réglé par un petit robinet, de l'eau qui traverse C′ de bas en haut, et l'eau de chaux claire passe du haut de C′, en M, qui reçoit, par E, l'eau à traiter, et d'où elle passe en P et aux filtres. Aucun renseignement sur le dosage des réactifs ni sur l'effet dans les chaudières.

Boby et Chevalet. — Cet appareil consiste (fig. 5) en une série de plateaux perforés à chicanes superposés dans une colonne au bas de laquelle se trouve le réservoir d'eau épurée qui en sort par E′, et dont le flotteur règle l'admission de l'eau à traiter au haut de la colonne, où elle arrive mélangée à la soude fournie par le tuyau S. La vapeur d'échappement arrive de V, au bas de la colonne, par le séparateur de graisse G; cette vapeur parcourt les chicanes de la colonne suivant les flèches, et la partie non condensée s'en échappe en V′; elle peut se rendre à un condenseur dont l'eau ne contiendra pas de graisse.

La capacité est de 3.400 gallons par jour (15 m³ 500).

La colonne et son réservoir ont 1 m. 85 × 4 m. 50 de haut; encombrement horizontal 3 m² 50.

On compte environ 75 de ces appareils en service.

L'eau à épurer, mélangée à la soude, est pompée au haut de la colonne, qu'elle descend en cascades en sens contraire de la vapeur d'échappement, qu'elle condense en partie;

la chaleur précipite le carbonate de chaux et la soude le sulfate. Ces précipités, mélangés de graisses, adhèrent aux plateaux, qu'il faut démonter et nettoyer de temps en temps; les joints sont facilement refaits au minium. La pompe à soude est commandée par la pompe alimentaire, de sorte qu'elles marchent d'ensemble et que la teneur en réactifs reste contante. La vapeur d'échappement, malgré son filtrage, conserve toujours des traces de graisse.

Il faut, après trois mois, trois jours pour nettoyer l'appareil et enlever environ 2 tonnes de boues ; on n'a pas remarqué de graisse dans l'eau d'alimentation, ni aucun dépôt aux chaudières.

L'analyse montre que l'on n'enlève que très peu des sels magnésiens ; on aurait obtenu un meilleur résultat en remplaçant le carbonate de soude par de la soude caustique ; la chaleur seule ne semble pas suffire pour réduire au minimum la dureté temporaire.

Carrod. — L'appareil Carrod se compose (fig. 6) de deux bacs à réactifs R, un mélangeur, un déposeur P, un filtre et un distributeur. L'eau passe de R au distributeur R′ par des robinets réglés et de R′ au bas de P par une valve que règle un flotteur de P ; elle sort de P, en E′, au travers du filtre F, au-dessus de P.

Capacité : 600 gallons par jour (2 m³ 700). Dimensions 2 m. 45 × 1 m. 20 × 3 m. 90 ; encombrement horizontal 3 mètres carrés. On compte environ 60 de ces appareils en Angleterre et 2.000 sur le continent.

Le réactif se prépare alternativement dans chacun des réservoirs R en y mélangeant les proportions voulues de soude, de chaux et d'eau et en agitant à la main ; le réactif, décanté par un tube de caoutchouc à flotteur, passe au mélangeur R′, dans lequel l'eau à traiter arrive aussi en proportion réglée par un flotteur ; de là, l'eau passe au bas du P et y remonte le long de chicanes qui en assistent la précipitation, pour en sortir par le filtre F ; la laine de bois de ce filtre dure deux ans.

Desrumaux. — L'agitateur du réservoir à eau de chaux C′ est (fig. 7) commandé par une roue hydraulique R, que fait marcher la chute de l'eau à traiter en E ; cette même roue commande aussi la distribution de la soude au bac N. Le réservoir de précipitation reçoit, du mélangeur M, l'eau et ses réactifs, et cette eau traverse de bas en haut le réservoir de précipitation à cônes de dépôts S, puis le filtre, et sort en E′ ; un flotteur proportionne l'entrée E au débit E′.

Capacité maxima 8.000 gallons par heure (36 mètres cubes), normale 23 mètres cubes. Dimensions : La colonne a 3 m. 80 × 10 m. 20 de haut ; diamètre de C′, 1 m. 30 ; encombrement horizontal 5 m. 10 × 3 m. 70.

Ces appareils sont universellement employés. L'eau amenée en E′ est soigneusement distribuée partie au bas de C′, par l'arbre creux des agitateurs, et partie à la roue R et au bac à soude N, et l'opération se poursuit comme nous venons de le voir.

On emploie, par 1.000 gallons, 2 liv. 56 de chaux et 0 liv. 59 de soude (0 kg. 25 et 0 kg. 07 par mètre cube).

L'appareil examiné fonctionne avec toute satisfaction.

Doulton. — Les réactifs : chaux C (fig. 8) et soude S, agités par des palettes que commande une roue hydraulique, se mélangent en M, d'où ils passent au bas du réservoir R, qui reçoit l'eau à traiter de E, puis cette eau s'évacue de R en E′, et au travers d'un filtre sur E′. Dès que le niveau monte en M, le débit se ferme graduellement en C, S et E.

Débit : 4.000 gallons par heure (18 mètres cubes). Dimensions : diamètre de E et de C 1 m. 40 × 4 m. 50 ; encombrement horizontal 6 m² 30.

L'eau traitée par cet appareil était très chargée de matières minérales et, malgré l'insuffisance des réactifs, sa dureté temporaire était abaissée à 3°1 ; l'eau, très alcaline à cause de l'excès de soude, ne renfermait pas d'acide carbonique.

On compte environ 45 de ces appareils en service.

Harris Anderson (fig. 9). — L'eau à traiter arrive au distributeur D par un déversoir

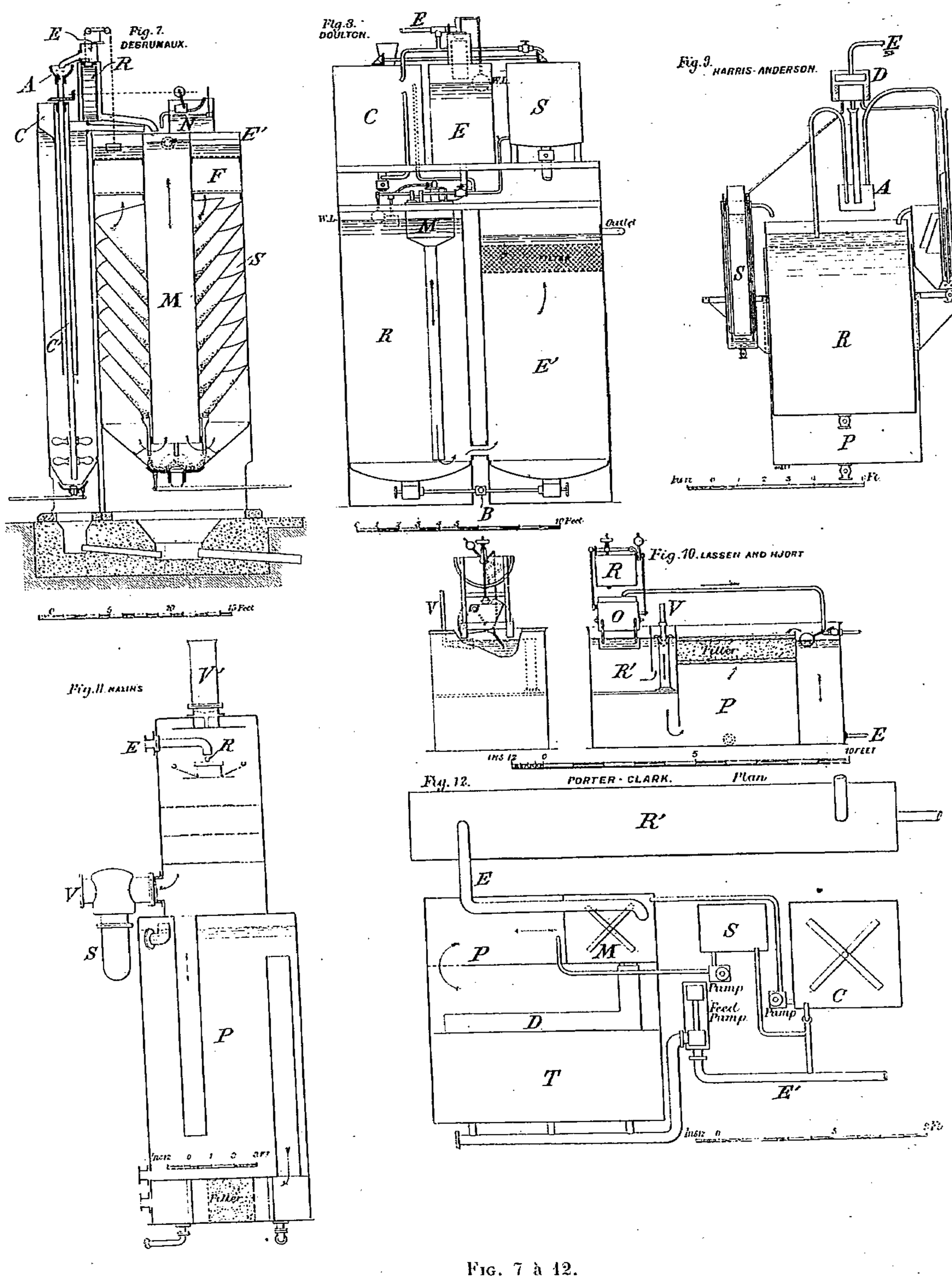


Fig. 7 à 12.

circulaire, qui l'amène aux bacs à soude S et à chaux C, et un réservoir à air A, qui, par un siphon, agit comme une pompe à air et agite la chaux en C, agitation facilitée par les

tuyaux et cônes de ce bac. Le bac à soude S comprend quatre cylindres; la soude arrive au cylindre central par une cage, et l'eau au second ; et, suivant la densité du bas de la dissolution, elle passe ou non dans le second cylindre.

Débit : 1.000 gallons (4 m³ 54) par heure. Dimensions de R : 1 m. 80 × 3 m. 60 ; hauteur totale 5 m. 20 ; encombrement horizontal 14 m² 8.

Le débit de l'eau fournie en C peut se régler par le distributeur circulaire. La soude cristallisée fond dans le premier cylindre de S, et la dissolution se concentre au fond ; le débit d'eau constant fourni au second cylindre traverse cette dissolution et sort par le troisième cylindre ; mais si cette dissolution montante est très dense, l'eau ajoutée passe au-dessus du second cylindre et sous le troisième, de sorte que l'on peut régler la force de la dissolution en ajustant la hauteur du second cylindre.

On emploie 2 liv. 25 de chaux et 2 livres de cristaux de soude par 1.000 gallons (0 kg. 27 et 0 kg. 2 par mètre cube). Cet appareil donne satisfaction ; il ne se produit plus d'incrustation et seulement des boues dans la chaudière ; la dissolution de soude reste constante, mais celle de chaux s'affaiblit d'environ 4 p. 100 par heure. L'eau traitée était très chargée, et, malgré l'excès de soude, la chaux produisait une dureté temporaire élevée de 6° 20.

Lassen et Hjort (fig. 10). — Le réactif tombe du réservoir R dans le pluviomètre oscillant O, qui commande le robinet et l'agitateur de R ; de O, ils passent au mélangeur R', chauffé à la vapeur, avec l'eau amenée en O de E, puis cette eau traverse P, son filtre, et sort par E' en commandant E par son flotteur.

Capacité : 1.000 galions (4 m³ 5) par heure. Dimensions : 2 m. 65 × 1 m. 22 × 1 m. 22 de haut. Les réactifs versés en R se composent de soude et de 10 p. 100 de chaux, et la quantité débitée par la valve de R, à chaque oscillation de O, se règle par la longueur de la bielle de commande. Cette valve est sujette à se coller si l'appareil reste longtemps au repos, et il faut que R reste toujours au moins à moitié plein sinon son débit diminue. Cet appareil marche bien.

Maxim (fig. 11). — L'eau arrive, par E, au droit du réactif, en R, dans un réservoir à plateaux recevant en V de la vapeur d'échappement, dont la partie non condensée s'échappe en V', et débarrassée de sa graisse en S. La précipitation s'achève dans le réservoir P, dont l'eau sort en E' au travers d'un filtre.

Capacité : 3.000 gallons (13 m³ 6) par jour. La soude est injectée par une pompe fonction de la pompe alimentaire. La température s'élève, en R, à près de 100°. L'appareil fonctionne bien ; par l'absence de dépôts et par le réchauffage de l'eau d'alimentation à 95° environ, l'appareil s'est racheté en un an.

Porter Clark. — Cet appareil consiste (fig. 12) en plusieurs réservoirs : mélangeur M, de soude S, de chaux C, distributeur D, de précipitation P ; un filtre F et un réchauffeur R' de l'eau non traitée, qui entre en E et sort en E'. C, S et M sont pourvus d'agitateurs mécaniques. Le lait de chaux, pompé de C en M, s'y mélange à l'eau chauffée en R', et la soude est injectée en P, au sortir de M, par une deuxième pompe. Les cadres du filtre F sont au nombre de 18.

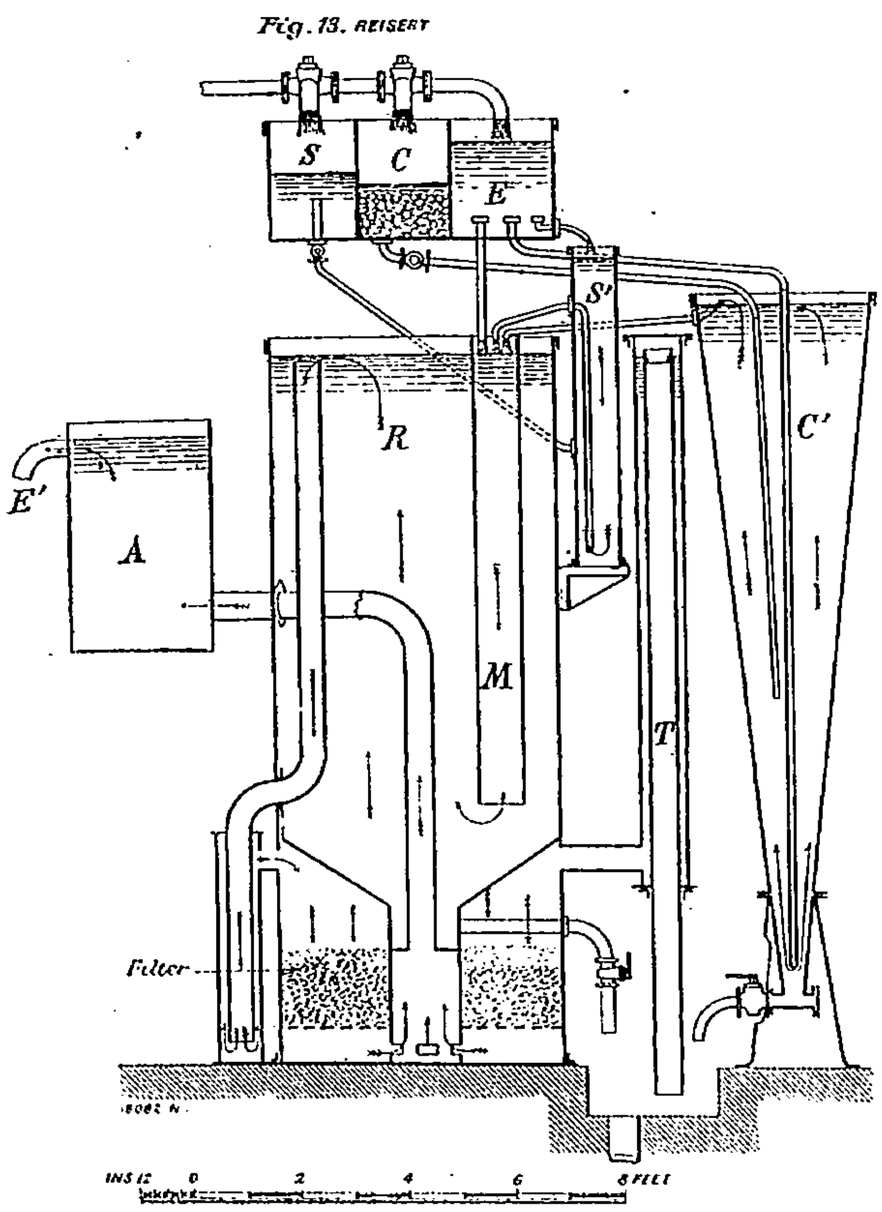
Capacité : 3.000 gallons (13 m³ 6) par heure. Dimensions : C, 1 m. 45 × 1 m. 45 × 1 m. 50 ; S, 0 m. 90 × 0 m. 60 × 0 m. 90 de haut ; P, 3 mètres × 1 m. 80 × 1 m. 5 de haut ; F, 3 mètres × 1 m. 50 × 1 m. 50 de haut ; R', 3 mètres de diamètre × 6 m. 30 de long ; encombrement horizontal 14 mètres carrés.

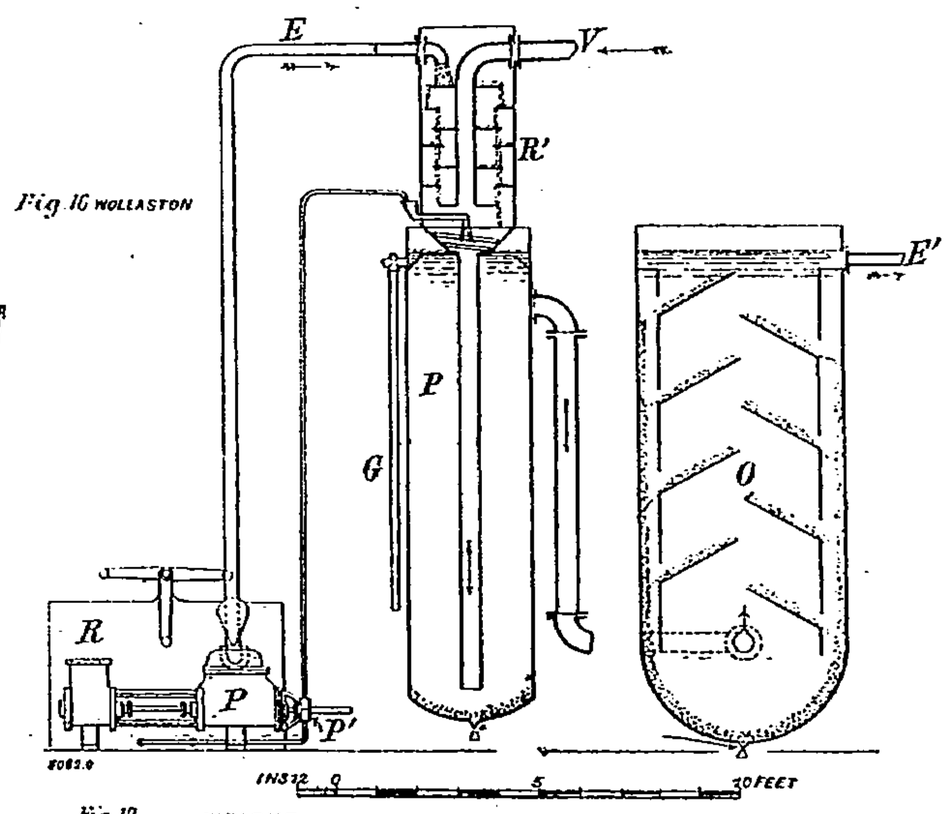
Cet appareil, qui convient mieux au blanchiment, a été remplacé par un autre pour les chaudières.

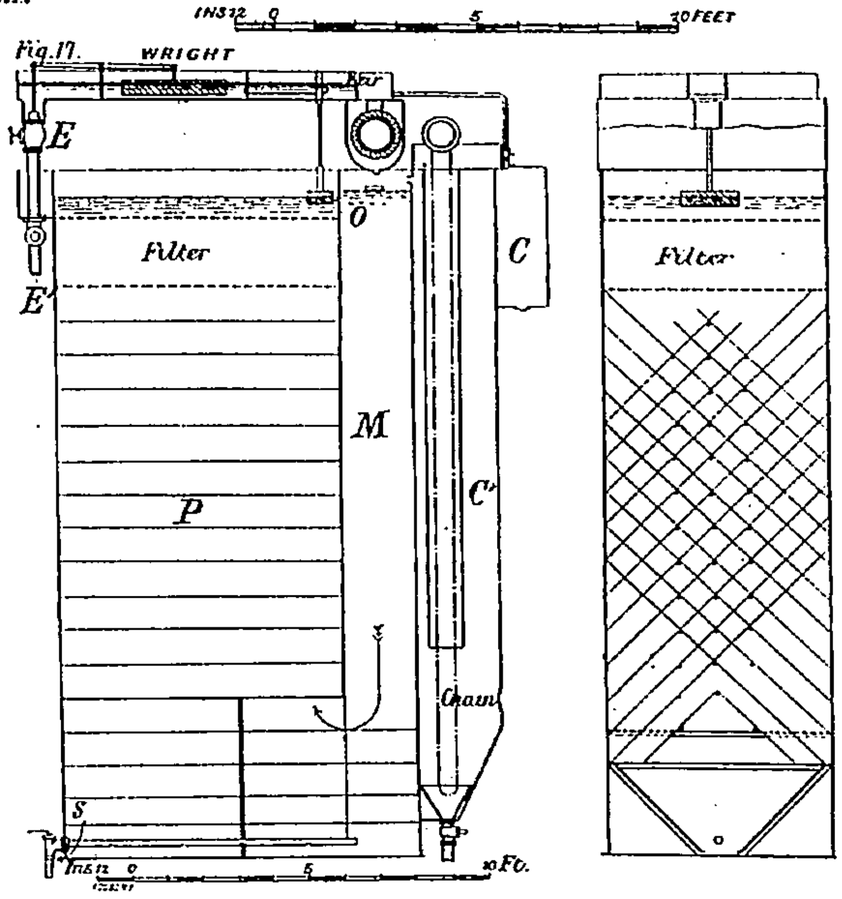
Pulsomètre C°. — Cet appareil, dont on n'a pas pu obtenir les dessins, n'a pas été satisfaisant.

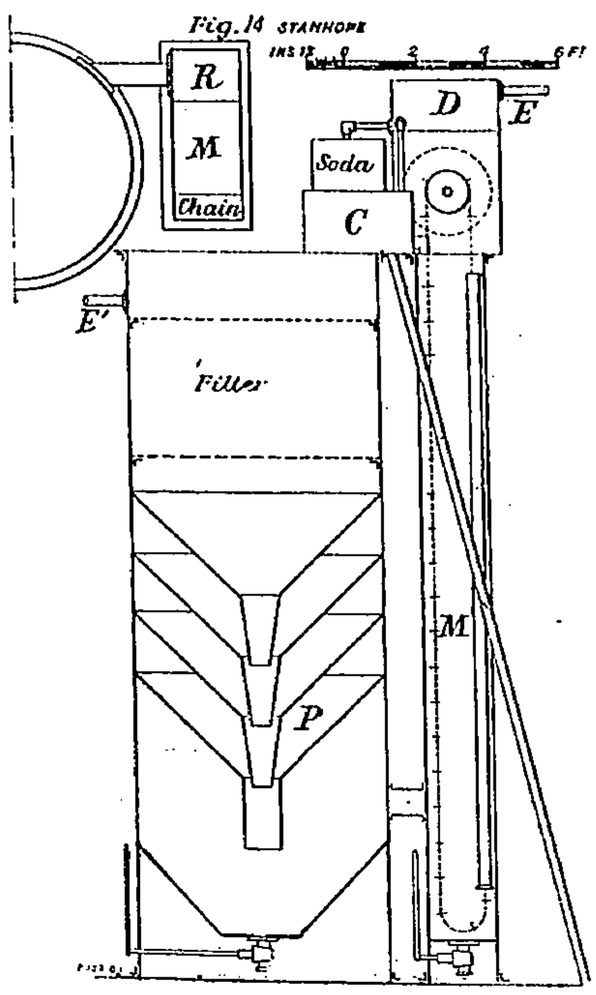
Reisert (fig. 13). — L'eau est distribuée de E, par des tuyaux bien calibrés, au réser-

voir à soude S′, alimenté de S, au réservoir de chaux C′, alimenté de C, et au mélangeur M, où elle rencontre les réactifs de C′ et de S′; de M, l'eau passe en haut de R, puis au filtre









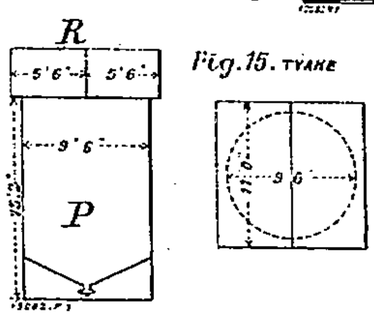


FIG. 13 à 17.

et à la sortie E′ par le réservoir A. Quand la résistance du filtre surélève le niveau de l'eau, le siphon T y renverse l'écoulement de l'eau et le décrasse automatiquement.

La dissolution de la soude en S se fait à la vapeur. L'eau amenée de E au haut du réservoir d'eau sodée S′ y surnage et refoule, par son poids, la dissolution forte du fond de S′ en M.

Débit 1.300 gallons (6 mètres cubes) par heure. Dimensions de R, 1 m. 60 de diamètre; C, 1 m. 20 au haut; hauteur totale 6 m. 70; encombrement horizontal 3 m² 80. Il y a environ 2.000 de ces appareils en fonctionnement sur le continent.

L'appareil examiné a bien fonctionné pendant deux ans et demi; il faut, toutes les douze heures, un homme pendant une demi-heure pour charger les réactifs.

On employait, par 1.000 gallons, 2 liv. 7 de chaux et 1 liv. 4 de soude (0 kg. 13 et 0 kg. 27 par mètre cube); il y avait trop de chaux, ce qui enlevait toute la magnésie, mais faisait passer la dureté temporaire de 3° 5 à 4° 4; la dureté permanente de l'eau épurée était de 3° 5, qui aurait disparu si l'on avait employé assez de soude.

Stanthope (fig. 14). — L'eau est distribuée, de D, dans le réservoir M, où se mélange le lait de chaux venu de C (ce mélange se fait par une chaîne mue par une roue hydraulique) dans le réservoir à soude, et dans le mélangeur R, qui reçoit les eaux de soude et de chaux; de R, l'eau monte en passant sous les cônes de P, pour s'évacuer en E′ au travers du filtre.

Capacité maxima : 2.500 gallons (11 m³ 4) réduite, sur le type essayé, à 1.000 gallons (4 m³ 5) à l'heure. Dimensions de P, 2 m. 30 de diamètre; de C et de R, 1 m. 75 × 0 m. 75; hauteur 7 m. 80; encombrement horizontal 6 m² 50. On compte environ 90 de ces appareils en service. L'appareil examiné fonctionne bien; les filtres se nettoient deux fois l'an, ce qui prend environ deux jours.

Tyake (fig. 15). — Se compose d'un réservoir de dépôt P, surmonté des bacs à réactifs R, dont on tire alternativement l'eau de chaux. N'a donné que des résultats incertains avec une eau très chargée.

Wollaston (fig. 16). — Les réactifs sont pompés, de R, par une pompe P′, fonction de la pompe alimentaire P, au bas du réchauffeur R′, qui reçoit la vapeur d'échappement en V et l'eau à traiter en E, et d'où ce mélange passe au bas du premier précipitateur P, dont la graisse s'écume en G, et d'où l'eau passe au clarificateur O, qu'elle traverse de bas en haut, en déposant sur ses chicanes, pour sortir en E′.

Capacité : 4.000 gallons (18 mètres cubes) par heure. Dimensions : R, 1 mètre de diamètre; P, 1 m. 65 × 3 m. 15 × 3 m. 90 de haut; R′, 0 m. 85 × 2 m. 45 de haut; encombrement horizontal 6 m² 13. On compte environ 15 de ces appareils en service.

Le réactif employé est la soude caustique. Avec l'appareil examiné, on employait trop de soude; il faudrait, avec l'eau à traiter, dont la composition est donnée au tableau, employer à la fois de la soude et de la chaux, qui auraient enlevé la dureté temporaire de l'eau, pendant que la soude ferait disparaître la dureté permanente.

Wright (fig. 17). — L'eau passe de E, par un déversoir, partie dans le mélangeur M, partie au fond du bac C′, dont elle refoule l'eau de chaux claire en M; de la soude est déversée en M par un basculeur actionné par la roue hydraulique qui commande la chaîne du mélangeur M; du fond de M, l'eau passe en P, qu'elle traverse de bas en haut, en se précipitant sur ses panneaux à 45°, et dont elle sort en E′, au travers d'un filtre.

Avec l'eau donnée, cet appareil n'a pas présenté d'avantages sensibles; les chaudières alimentées avec l'eau naturelle et l'eau traitée ont donné les mêmes résultats en pratique.

INSTRUCTION POUR LE CONTROLE DU TRAITEMENT CHIMIQUE

Les réactifs nécessaires sont une dissolution titrée de savon (titrage Wanklin) dont 1 centimètre cube vaut 0,001 gramme de carbonate de chaux; une solution titrée d'acide à 1 centimètre cube pour 0,001 gramme de carbonate de chaux; une dissolution titrée de

carbonate de soude ; des cristaux d'oxalate d'ammoniaque pulvérisé, du méthyl-orange et des indicateurs de phénol-phtaléine.

Comme appareils : 3 burettes de 50 centimètres cubes, graduées en 1/10 de centimètre cube ; 3 petits flacons bouchés ; 2 capsules en porcelaine de 115 millimètres de diamètre et une pipette de 70 centimètres cubes.

I. On verse 70 centimètres cubes de l'eau à essayer dans un flacon propre, on y verse petit à petit la dissolution de savon, en agitant chaque fois vivement ; dès que le trouble apparaît, laisser reposer la bouteille et voir s'il persiste pendant cinq minutes. Dans ce cas, lire la dépense d'eau de savon, soustraire 1 centimètre cube pour tenir compte du savon non combiné dans le dépôt, le reste donne la *dureté totale* (A) de l'eau. Quand l'eau exige plus de 16 centimètres cubes de la dissolution de savon, il faut la diluer dans 70 centimètres cubes d'eau distillée et retrancher 2 centimètres cubes de la dépense d'eau de savon.

II. Prendre 120 centimètres cubes de l'eau à l'essai ; ajouter environ 0 gr. 25 d'oxalate d'ammoniaque, laisser reposer un quart d'heure, filtrer, prendre 70 centimètres cubes de cette dissolution filtrée et la traiter comme précédemment ; la dépense d'eau de savon, diminuée de 1 centimètre, donne la *dureté réduite* (B).

III. Placer 70 centimètres cubes de l'eau dans une capsule de porcelaine, ajouter une goutte de méthyl-orange, puis, goutte à goutte, de la dissolution acide titrée jusqu'à ce que la teinte jaune passe au rose ; la lecture donne l'alcalinité ou *dureté temporaire* (C).

IV. Ajouter, à 70 centimètres cubes de l'eau, dans une capsule de porcelaine, 3 ou 4 gouttes de phénol-phtaléine ; si l'eau est acide, elle reste laiteuse, comme dans le cas de la plupart des eaux naturelles et dans ce cas (1) on ajoute de la liqueur titrée de carbonate de soude, jusqu'à ce que la couleur rose se produise. La lecture donne l'*alcalité phénol-phtaléine* (D).

L'eau, et surtout l'eau douce, peut faire passer le phénol-phtaléine au rose, et dans ce cas (2) les 70 centimètres cubes sont essayés avec la liqueur acide titrée jusqu'à disparition de cette couleur, ce qui donne l'*alcalinité* (E).

Essais des eaux dures. — Il faut employer, par mètre cube, les doses suivantes de réactifs, en kilogrammes.

Soude : 0,015 (A — 1/3B — C) kilog.

Chaux : Cas IV (1) Eau acide au phénol-phtaléine 0,0085 (2/3B + C + D) kilog,

Chaux : Cas IV (2) Eau alcaline au phénol-phtaléine 0,0085 (2/3B + C — 2E) kilog.

Avec ces dosages, la proportion de l'eau de chaux à l'eau à traiter est de $\frac{\text{chaux}}{13 + \text{chaux}}$.

Essais d'eau douce. — Si l'on a employé un excès de soude, l'excès 0,015 (A — 1/3 B — C) est négatif ; si l'on a ajouté trop peu de seconde, il faut, comme avec l'eau brute, ajouter 0,015 (A — 1/3 B — C) kilog. de soude par mètre cube.

Pour la chaux, si on en a ajouté trop, l'excès est de 0,0085 (2C — 2E — 2/3B) kilog. par mètre cube ; s'il en manque, l'insuffisance est de 0,0085 (2/3B + C — D) kilog. par mètre cube.

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

MOTEURS THERMIQUES

Machines à vapeur de 4.000 chevaux Allis de la station de la troisième avenue, Brooklyn (*Power*, *juillet*). Verticales cross compound (fig. 1), à cylindres de 1 m. 07 et 2 m. 18 × 1 m. 52 de course ; rapport des cylindres 4, 2 ; manivelles à 90°. Les cylindres sont enveloppés aux parois et aux fonds, avec robinets Corliss accessibles (fig. 2 et 4) et à double entrée A pour l'admission ; ces robinets sont (fig. 4) commandés par deux excentriques, un pour l'admission, l'autre pour l'échappement, attaquant les plateaux oscillants par des renvois amplifiant de 1,54 le mouvement

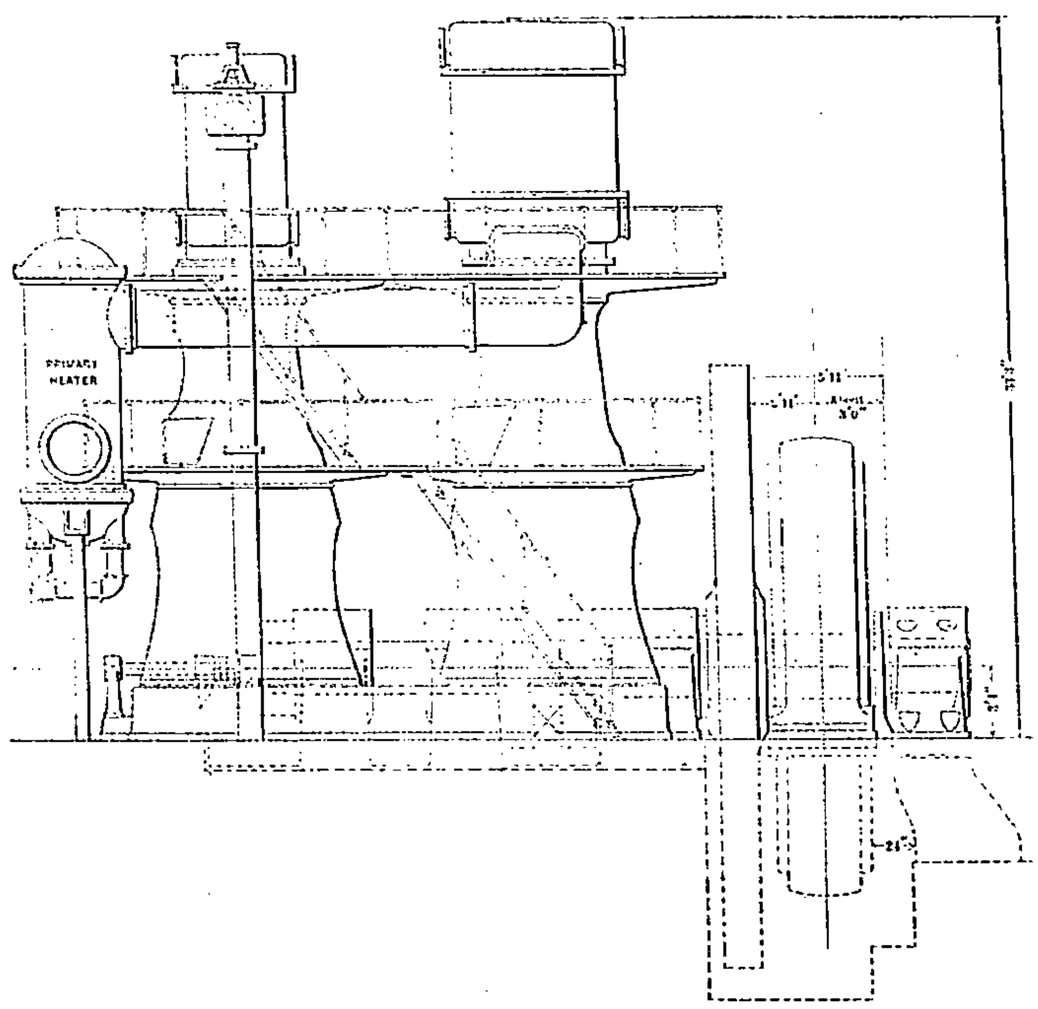


Fig. 1. — Machine *Allis* de 4.000 chevaux. Élévation.

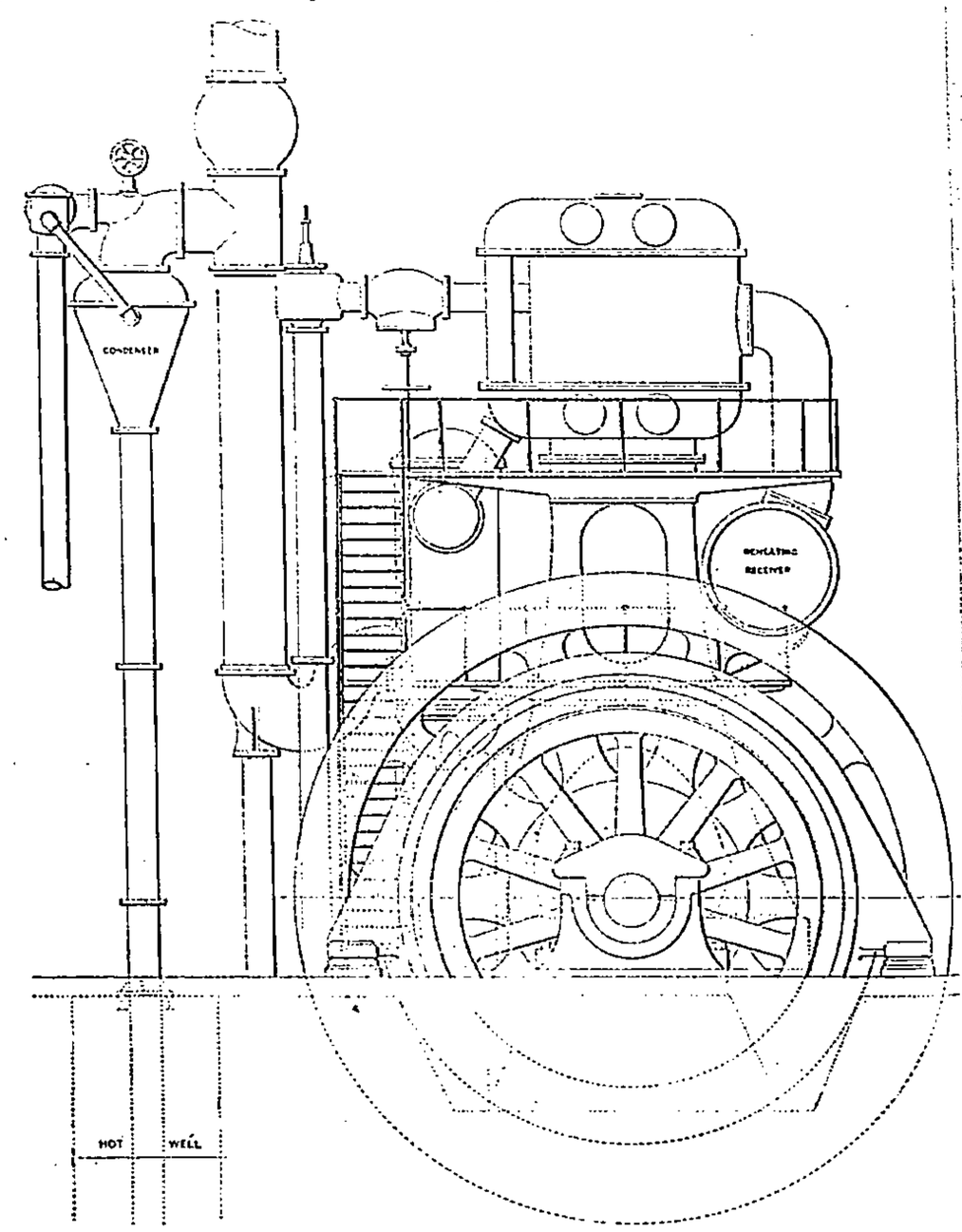


Fig. 2. — Machine *Allis* de 4.000 chevaux. Vue par bout.

de l'excentrique, ce qui permet de diminuer d'autant son rayon et de raccourcir leurs bielles ; le régulateur agit sur l'admission aux deux cylindres. Les segments des pistons sont (fig. 5) en plusieurs pièces ; six pour le piston de haute pression et 8 pour celui de basse pression, reliées par des étriers en bronze et poussées par des ressorts au nombre de 12 pour le petit piston et de 32 pour le grand. La crosse a (fig. 6) son corps en acier d'une résistance à la traction de 42 kilog. par millimètre carré, les patins en un mélange de fonte et d'acier résistant à 18 kilog. seulement et le tourillon en acier forgé comprimé, trempé à l'huile, d'une limite d'élasticité de 24 kg. 5, avec trous et canaux de graissage et meulé conique. L'arbre principal a 5 mètres de long, 635 millimètres aux portées, avec trou de 26 millimètres ; l'arbre du volant et de la génératrice a (fig. 8) 6 mètres de long et 915 millimètres aux moyeux, 810 et 760 aux portées, avec trou variant de 500 à 350 et

250 millimètres de diamètre ; en acier résistant à 25 kilog. par millimètre carré. Le bouton de la manivelle de basse pression attaque celle du volant par (fig. 10) un manchon permettant un certain désaxement des deux arbres. Cette division de l'arbre en trois parties : l'arbre principal, celui du volant et celui des excentriques, facilite grandement le montage ; les portées de l'arbre du volant ont

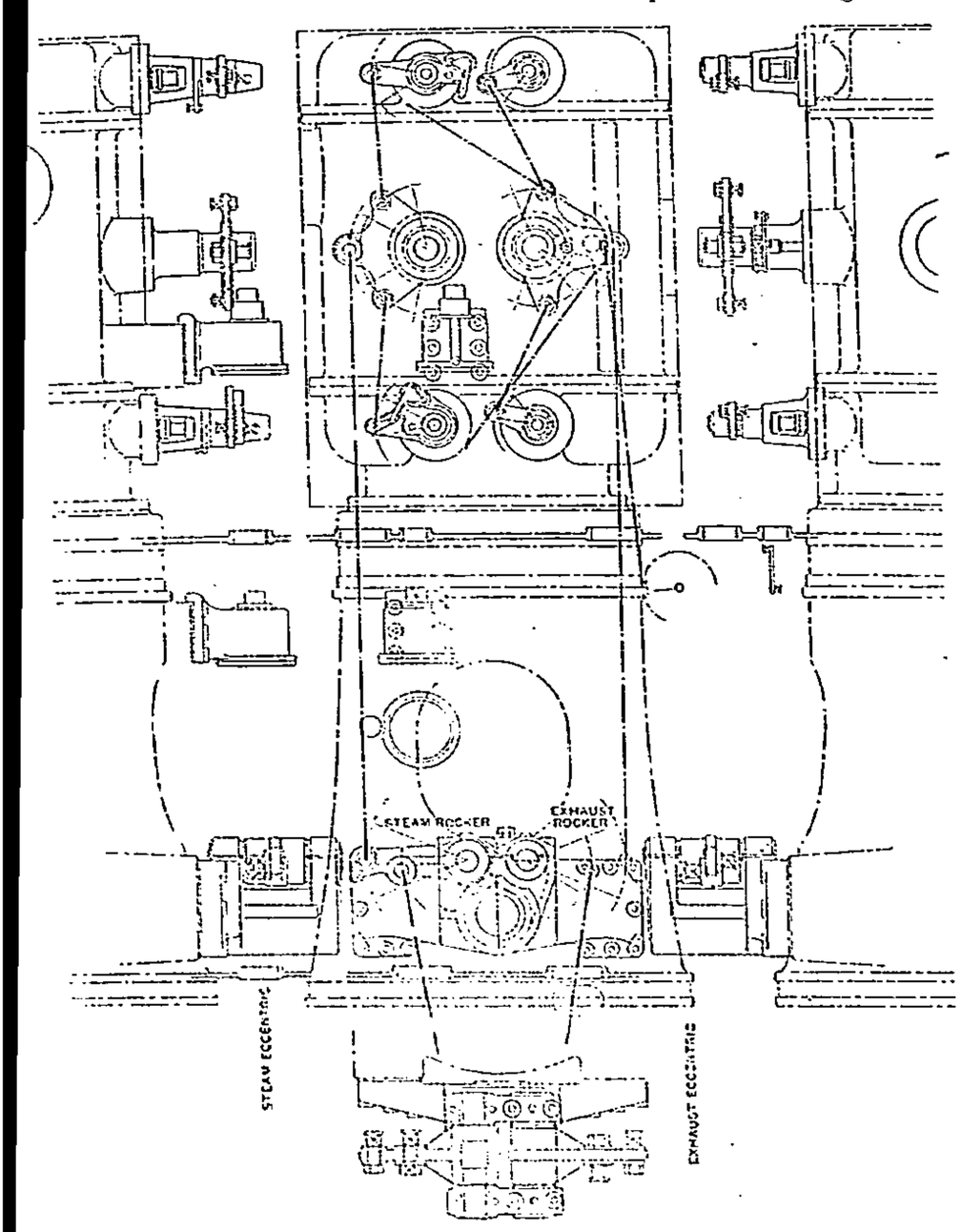


Fig. 3. — Machine *Allis* de 4.000 chevaux. Distribution.

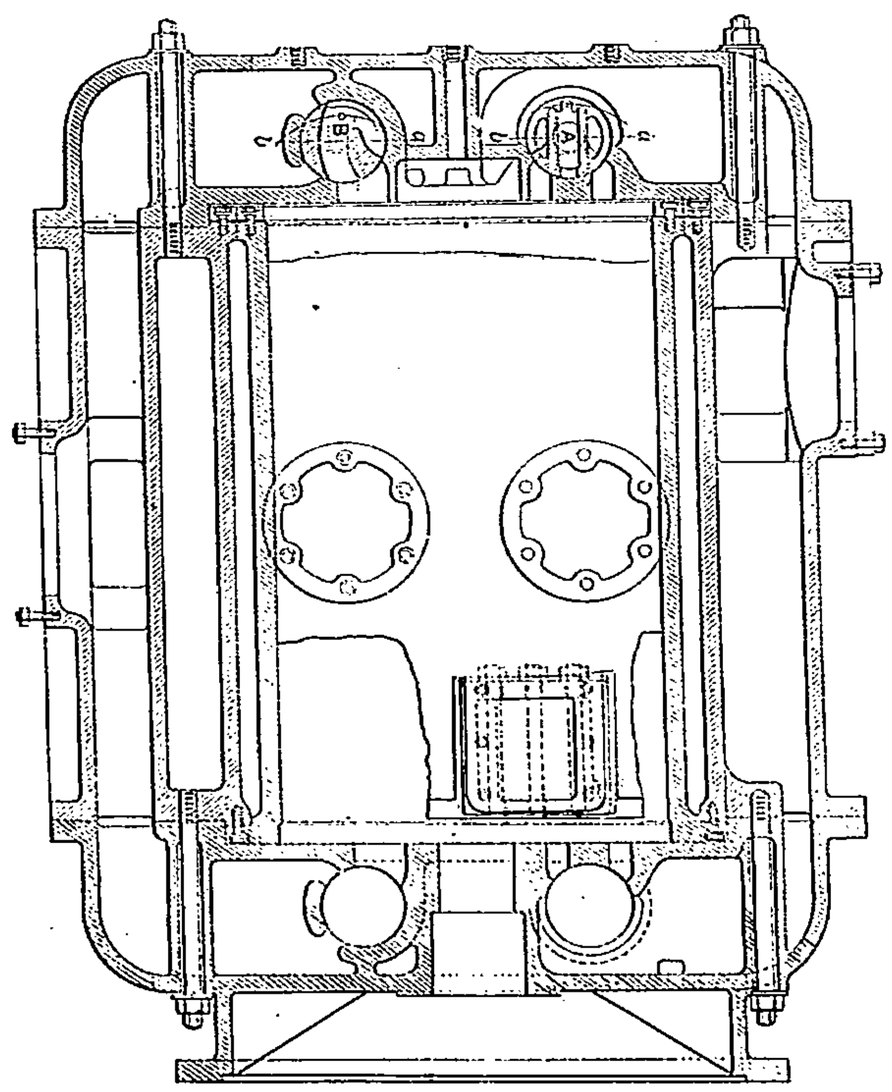


Fig. 4. — Machine *Allis* de 4.000 chevaux. Cylindre de haute pression.

1 m. 07 et 1 m. 40 de long, ceux de l'arbre principal, écartés d'axe en axe de 1 m. 75, ont 1 m. 07. Le volant, de 8 m. 40 de diamètre, est en pièces assemblées comme l'indique la fig. 10, sur moyeux en deux parties boulonnées, auquel chacun des dix bras est fixé par trois boulons de 90 millimètres ; les segments intérieurs de la jante sont assemblés par des frettes et les segments extérieurs y sont

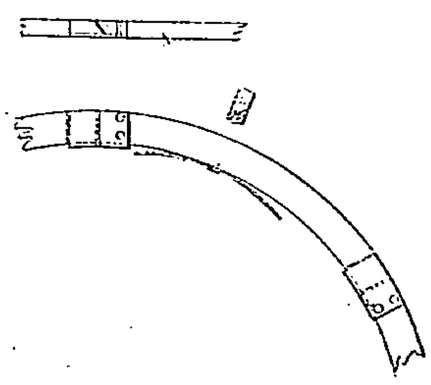
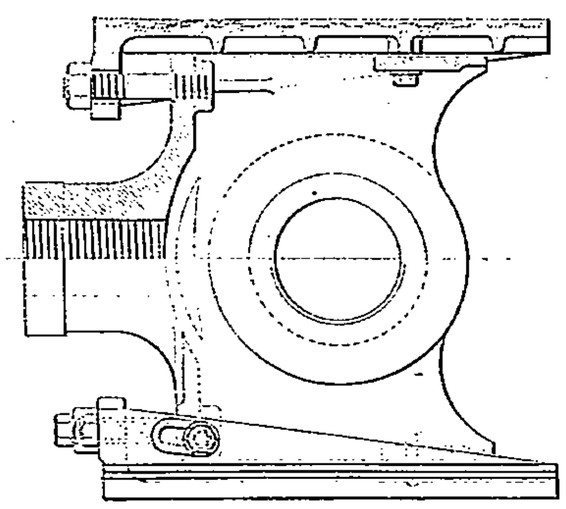


Fig. 5. — Segment de piston.



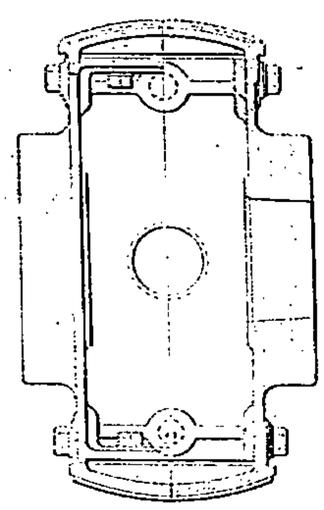


Fig. 6. — Crosse.

fixés par des rivets de 63 × 555 de long, forcés à la presse hydraulique ; les joints sont alternés en lignes rompues et la force centrifuge est supportée entièrement par les frettes ; le volant porte une denture par laquelle une dynamo le fait tourner devant un outil de tour qui l'achève ainsi sur place. Entre les deux cylindres, se trouve un réchauffeur intermédiaire de 167 mètres carrés de chauffe. Le condenseur est du type atmosphérique Alfermer (*Revue de Mécanique, mars 1903, p. 381*).

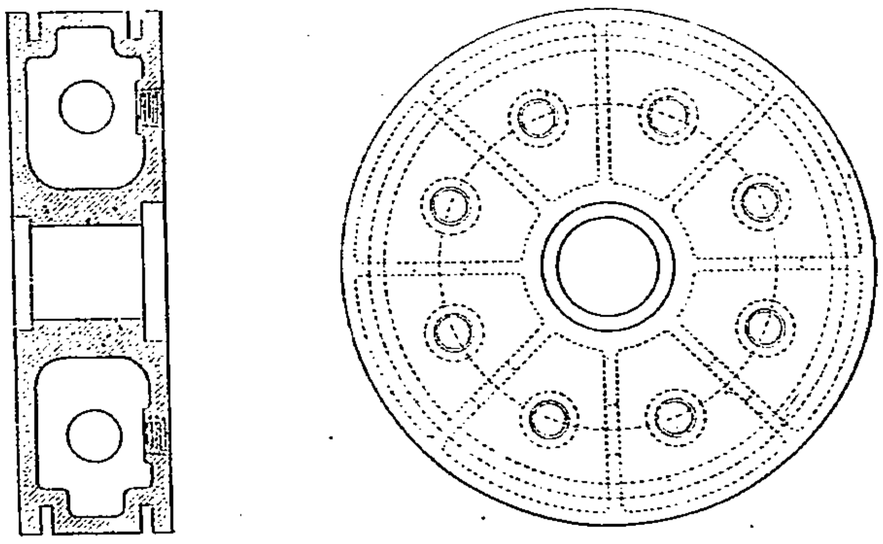


Fig. 7. — Machine *Allis* de 4.000 chevaux.
Piston de haute pression.

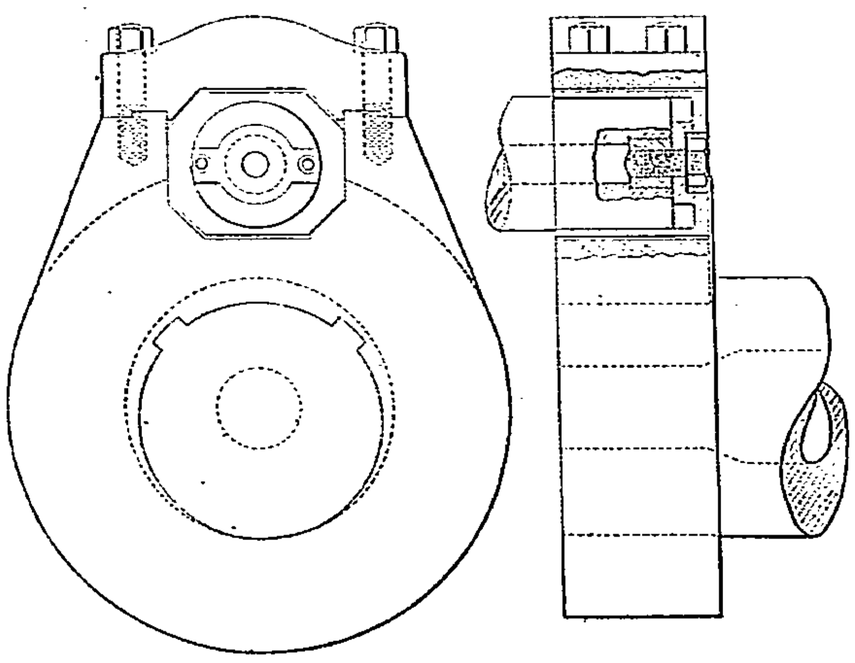


Fig. 9. — Manivelle.

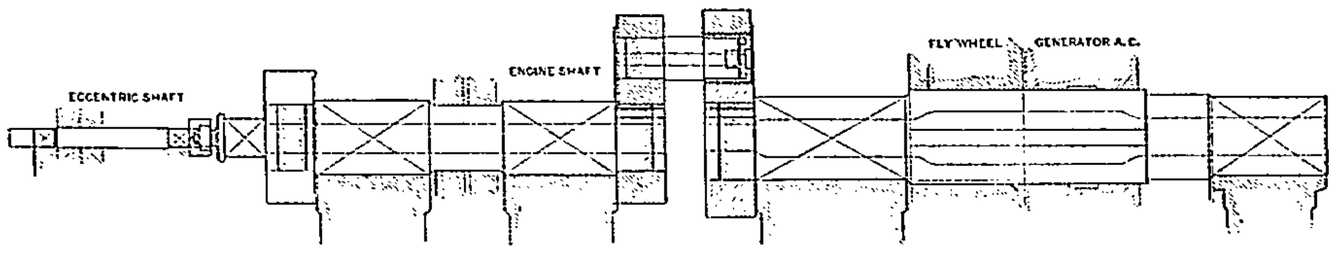


Fig. 8. — Arbre de couche.

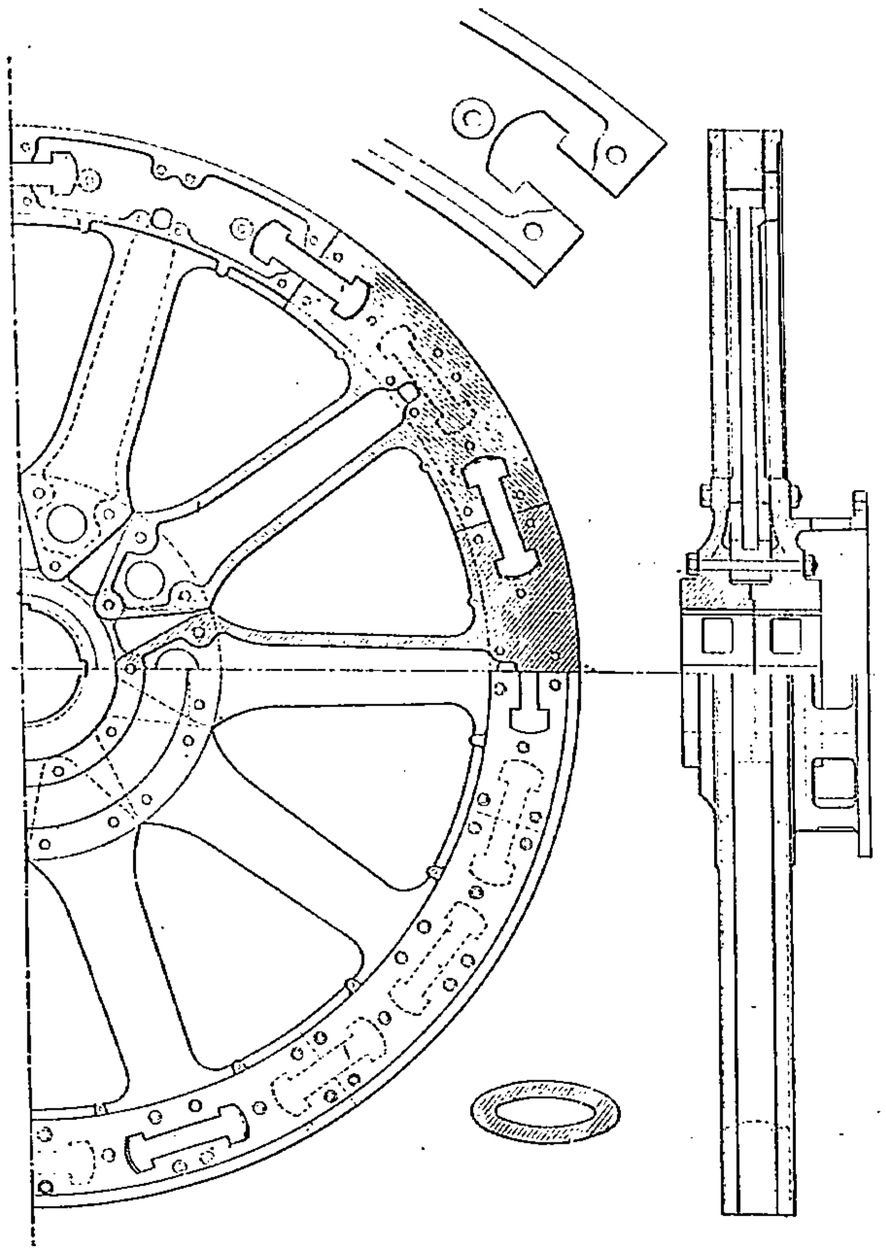


Fig. 10. — Volant.

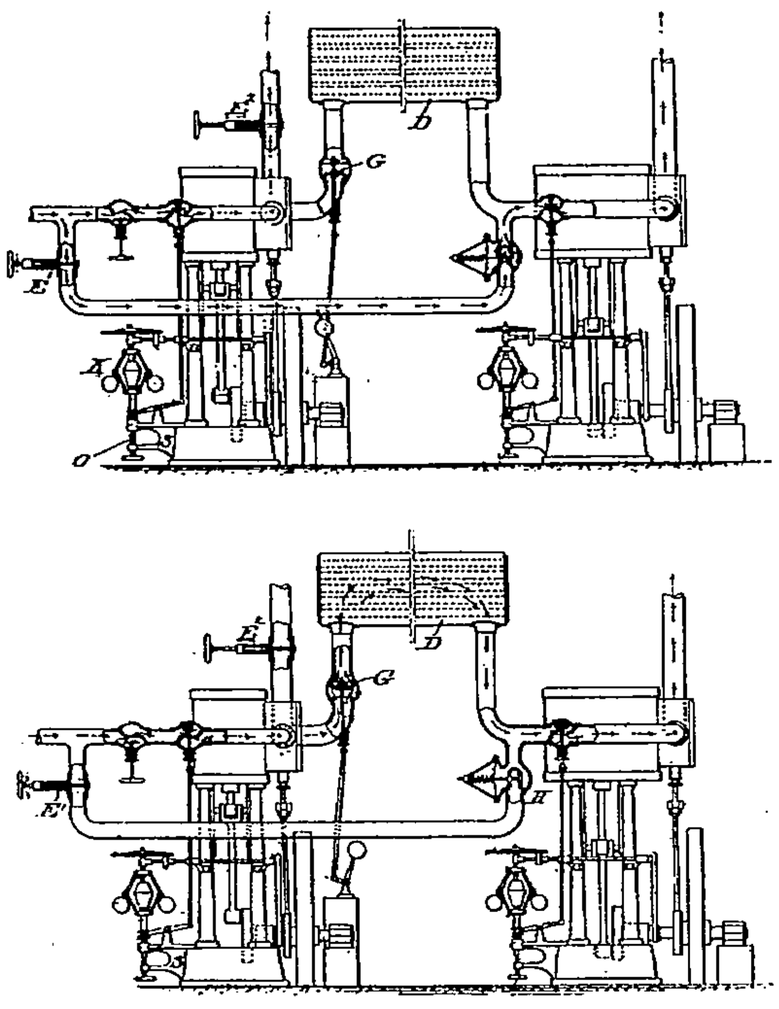


Fig. 11 et 12. — Machine à vapeur *Petsche*.

Essai d'une machine à vapeur surchauffée (*Power, janvier*). D'après M. S. *J. Jacobus*. Machine du type *Rice Sargeant*, horizontale cross compound avec distribution par soupapes au petit cylindre et robinets Corliss au grand ; échappement et admission commandés par des excentriques différents. Surchauffeur Schmidt ; une partie de la vapeur surchauffée passait, par un serpentin, dans le réservoir intermédiaire entre les deux cylindres ; le régulateur commande, par une dérivation, la quantité de vapeur passant au serpentin, d'autant plus considérable que la machine est plus chargée ; pas d'enveloppes de vapeur ; condenseur à injection Worthington. Cylindres de 407 et 585 × 1 m. 07 ; espaces nuisibles 4,1 et 5,8 p. 100 aux petit et grand cylindres. Dépense d'eau par cheval indiqué 4 kg. 4 à 474 chevaux, 4 kg. 35 à 420 chevaux et 4 kg. 4 à 274 chevaux ; pression d'admission 9 kg. 8 ; surchauffe de 190 à 220° ; vide de 635 à 660 millimètres En vapeur saturée, les dépenses d'eau, par cheval indiqué, étaient de 6 kg. 30 à 407 chevaux. Chauffe du surchauffeur 6 mètres carrés, avec grille de 0 m² 37 ; pression de la vapeur 10 kg. 29 ; température à l'entrée du surchauffeur 183°, à la sortie 430°, surchauffe 247°, charbon par mètre carré de grille du surchauffeur et par heure 124 kilog. La chaleur transmise au surchauffeur par kilog. de houille équivalait à une vaporisation de 9 kilog. d'eau ramenée à 100° ; rendement du surchauffeur en p. 100 de la chaleur de combustion du charbon brûlé 61,6 p. 100 ; charbon brûlé au surchauffeur par kilog. de charbon brûlé aux chaudières 0,211 ; vaporisation du surchauffeur et de la chaudière ramenée à 100°, 10 kg. 07 ; rendement 69,2 p. 100. Dépense de charbon par cheval indiqué 0 kg. 56 à 475 chevaux, 0 kg. 56 à 520 chevaux et 0 kg. 59 à 277 chevaux, puis 0 kg. 68 à 407 chevaux en vapeur saturée, ce qui donnerait, pour la surchauffe, une économie de 19 p. 100, inexacte parce que la machine n'était pas construite pour de la vapeur saturée et que le vide au condenseur était mauvais avec cette vapeur.

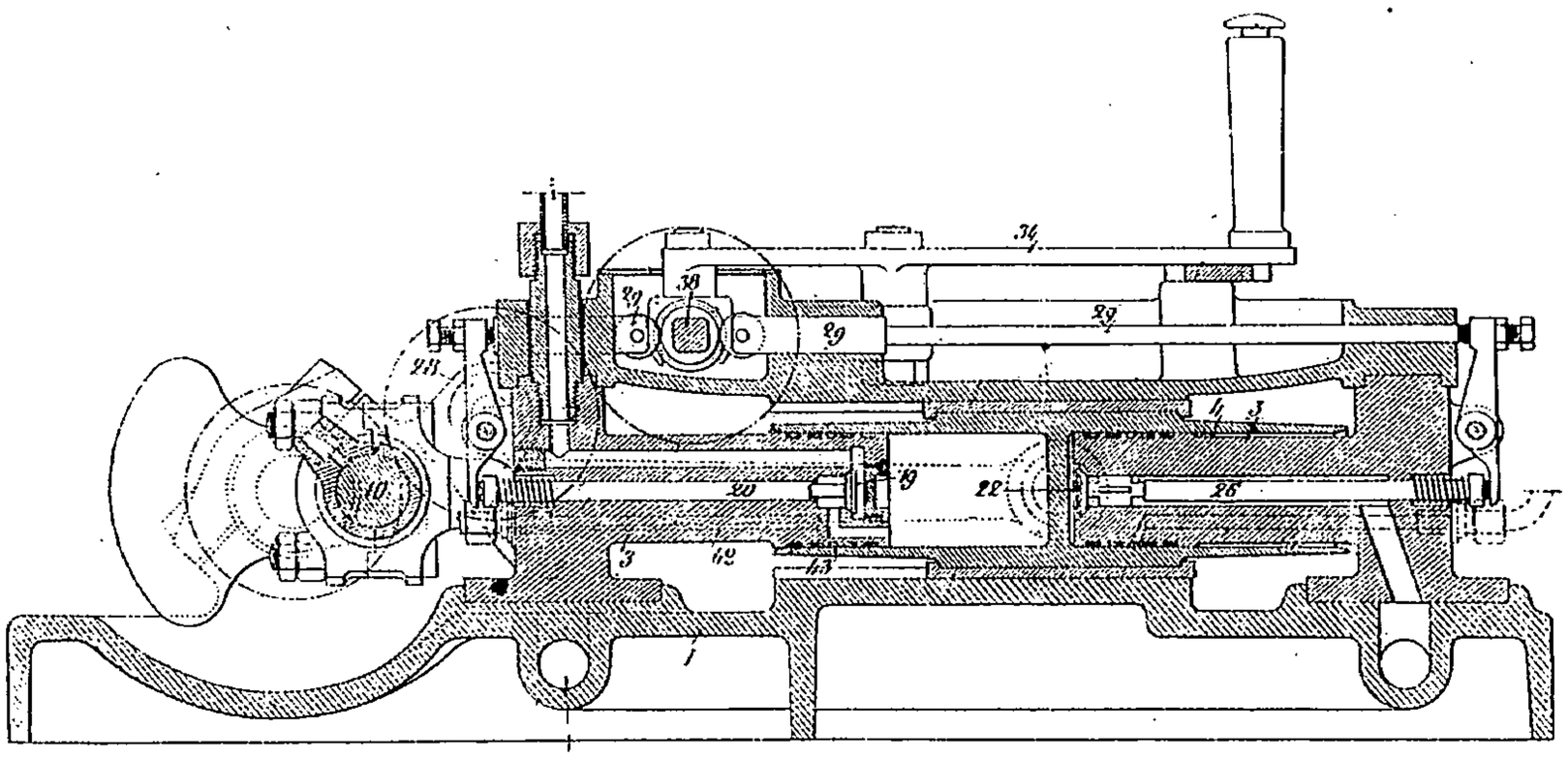


Fig. 13. — Moteur *Castelnau*. Coupe longitudinale.

Machines à vapeur Petsche (*Brevet américain 731126 de 1903*). Du type mixte fonctionnant à volonté en simple ou en compound. En marche simple (fig. 11) la vapeur passe de la chaudière aux deux machines directement, avec étranglement par la valve réductrice H ; en marche compound (fig. 12), en ouvrant G et fermant E' et E², la vapeur va de l'échappement de la machine de droite à l'admission de celle de gauche par le réchauffeur intermédiaire D ; et, dans ce cas, l'on débraye l'un des régulateurs K, commandés par friction, en soulevant son plateau de friction par la vis O. Construite par la *Southwark Foundry*, Philadelphie.

Les machines à vapeur des stations électriques, d'après M. **H. Mac Laren** (*Institution of Mechanical Engineers, London, juillet 1903*). Dans les installations avec condenseurs séparés, le vide est souvent faible en raison de la longueur des tuyaux d'échappement surchargés : 280 millimètres, par exemple, aux machines, avec 660 au condenseur. Les machines de ces condenseurs, et autres auxiliaires, avec tiroirs-pistons, dépensent souvent beaucoup trop de vapeur, sans qu'on s'en aperçoive, parce qu'on les surveille mal ; elles dépensent jusqu'à 10 p. 100 de la vapeur des machines principales en pleine charge. Les machines avec chacune leur condenseur présentent, sur celles à condenseurs centraux, l'avantage d'un meilleur vide, leur assurant une économie comparative de 5 à 10 p. 100, qui monte à 13 p. 100 si l'on tient compte de la vapeur dépensée par les moteurs auxiliaires des condenseurs centraux. Les stations à condensation partielle, c'est-à-dire avec une partie seulement des machines marchant en condensation, sont souvent les plus économiques. Dans les stations

d'éclairage anglaises, les sans condensation battent les à condensation avec une économie de combustible de 13 p. 100 en moyenne. Les non condensantes doivent être munies de réchauffeur d'alimentation par la vapeur d'échappement, donnant, sans grands frais d'établissement, une économie de 14 p. 100 sur l'alimentation froide. Dans les condensations centrales, l'échappement des machines auxiliaires doit être employé à réchauffer l'eau de condensation plutôt que d'être envoyé au condenseur.

Moteurs à vapeur Castelnau, 8, rue Richepanse, Paris (*Brevet anglais 20750 de 1902*). Pour très hautes pressions, de 40 atmosphères; composé de quatre pistons fixes 3 et de deux cylindres 4 (fig. 13) mobiles sur glissière 7, avec bielles 11 sur tourillons 12 et arbre 10. Distribution commandée, de

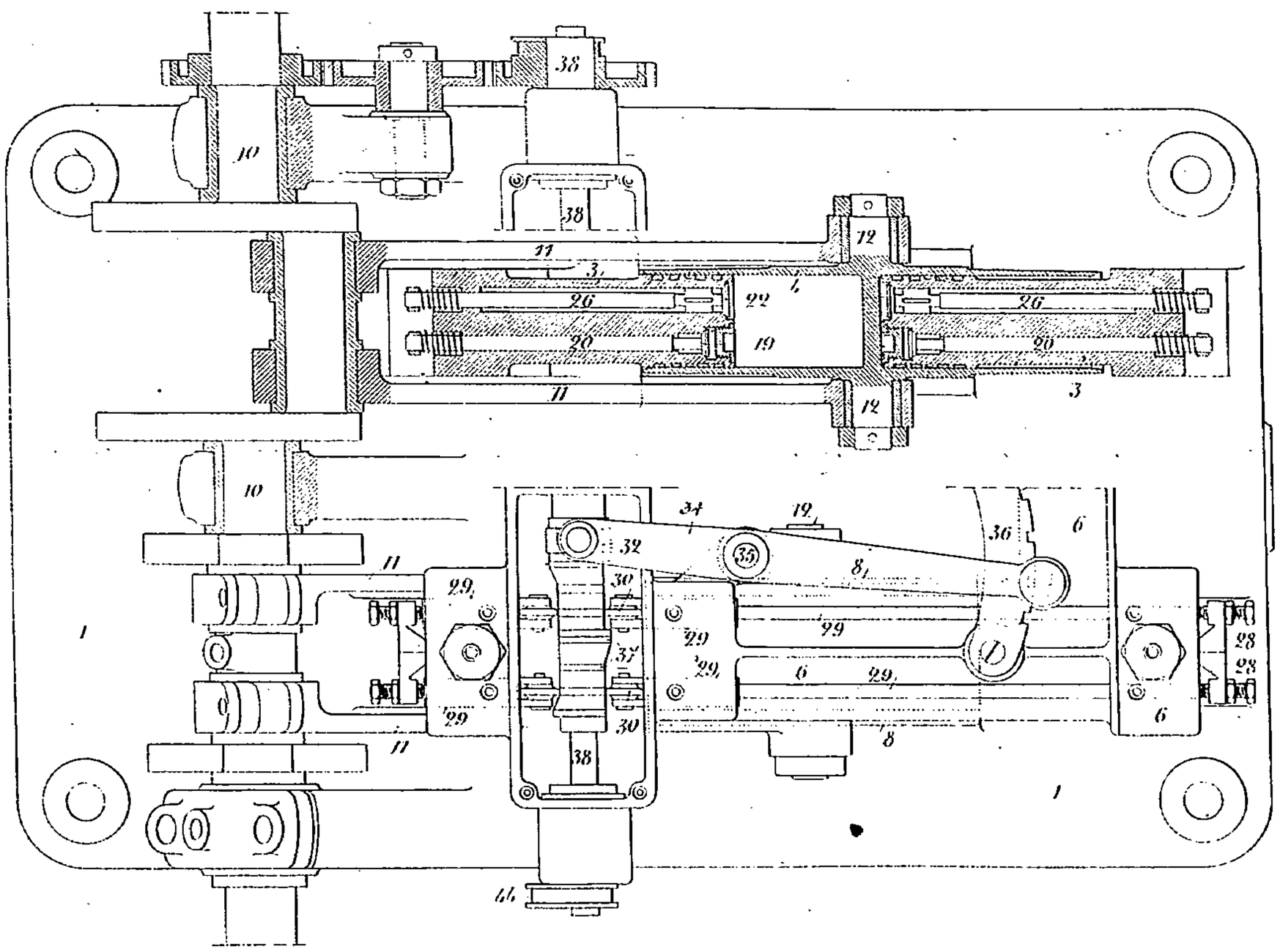


Fig. 14. — Moteur *Castelnau*. Plan.

l'arbre 38, par les cames 37 et les renvois 29-28, chaque piston ayant une soupape d'admission 19-20 et une soupape d'échappement 22-26 ; la détente se règle par le levier 34, qui déplace les cames 37 sur leur arbre 38. Le graissage se fait par des pompes, commandées par l'excentrique 44 et refoulant l'huile en 42-43. La machine n'a pas de stuffing boxes. — **Forney**, New-York (*Brevet américain 735742 de 1903*). Compound (fig. 15) à deux pistons, dont le grand, 2, annulaire, et à tiges 33 reliées, en 15, aux leviers 7*a* ; la tige du petit piston est reliée aux leviers 7, symétriques de 7*a*, pivotés en 9 sur les bielles de suspension 11, comme 7*a* sur 11*a*, et les leviers 7 et 7*a* sont pivotés en 12 et 12*a* sur les leviers 8, pivotés sur les axes fixes 13. L'ensemble de ces leviers constitue des parallélogrammes guidant les tiges des pistons en ligne droite, et les pressions exercées par les tiges 3-3 du grand piston sur les leviers 7*a* se transmettent, par 8 et 7, à la crosse 48 de la bielle 4. La vapeur arrive de la chaudière au petit cylindre par 20*a* et l'enveloppe 20, et elle s'échappe de la machine par l'enveloppe 23 et 23*a*; elle est distribuée par les tiroirs 25 et 25*a*, que commandent les excentriques 36 et 36*a*, par la coulisse 31 et le renvoi 30 29 34 33; cette distribution est facile à suivre d'après les flèches des figures.

Emploi des réchauffeurs dans les compound, d'après M. **Barrus** (*Power, septembre, p. 516*). Les réchauffeurs ont pour objet de sécher et même surchauffer la vapeur en son passage du petit au grand cylindre de manière à augmenter à la fois la puissance et le rendement de la machine en diminuant l'action des parois au grand cylindre. La première machine essayée avec puis sans

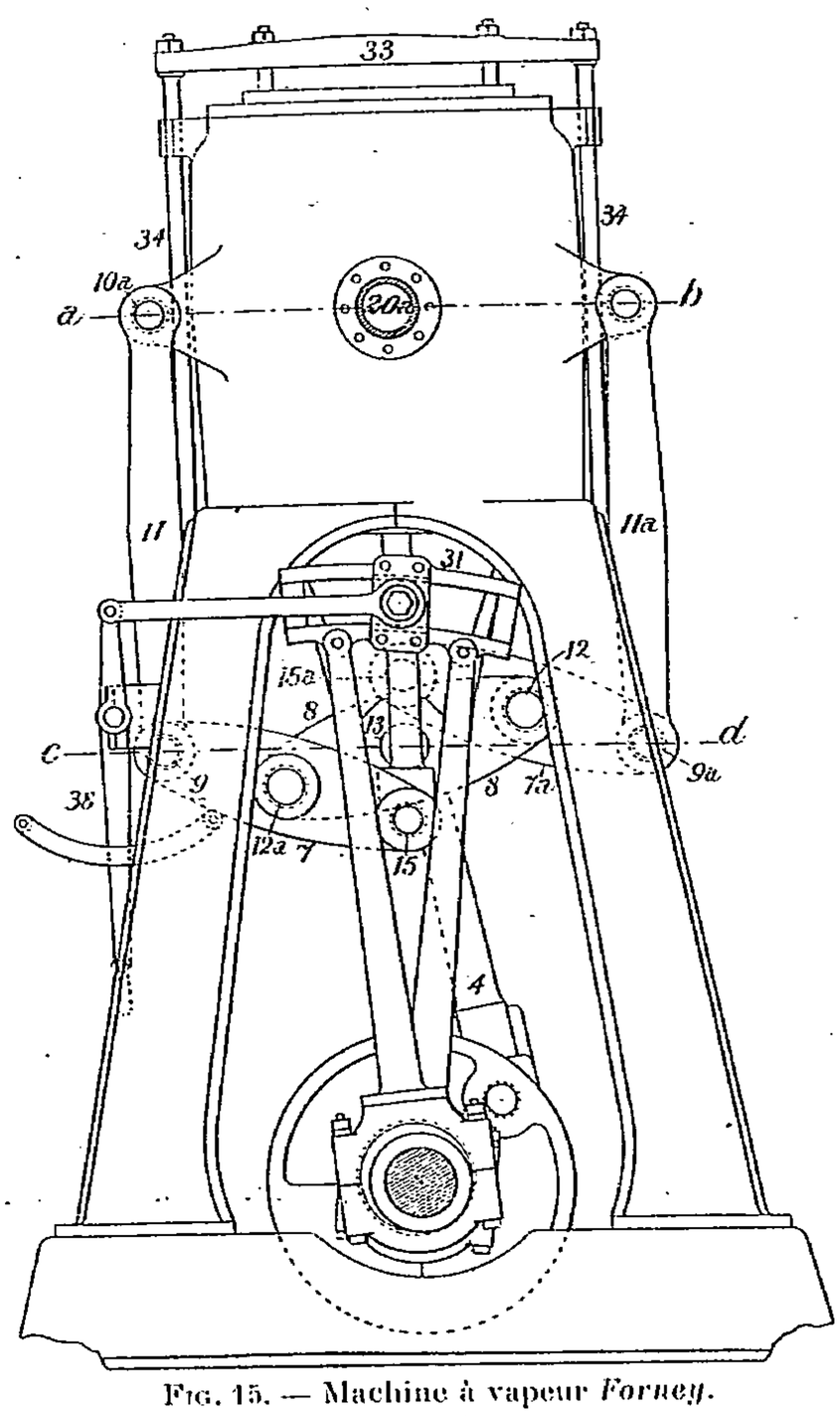


Fig. 15. — Machine à vapeur *Forney*.
Vue par bout.

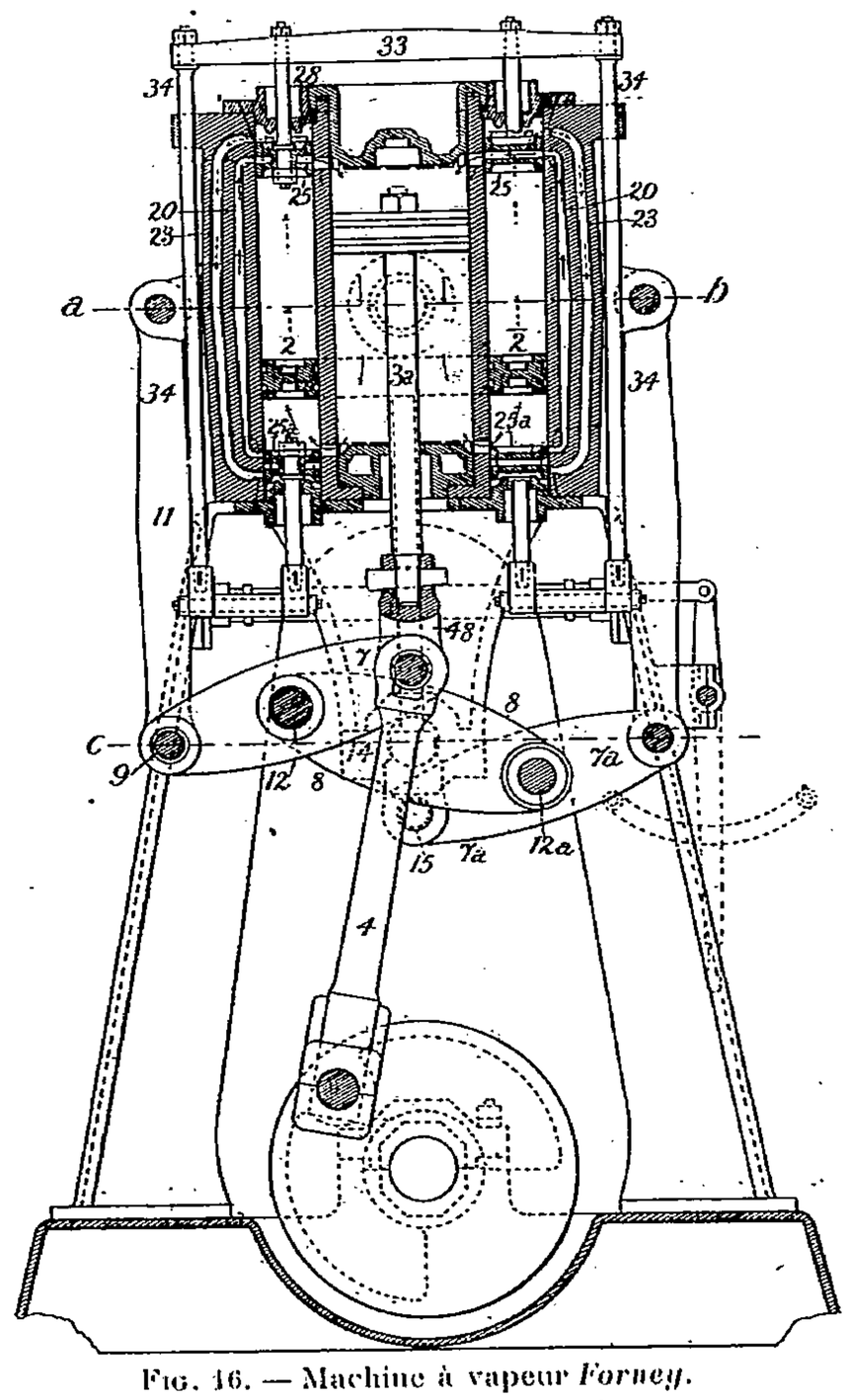


Fig. 16. — Machine à vapeur *Forney*.
Coupe verticale transversale.

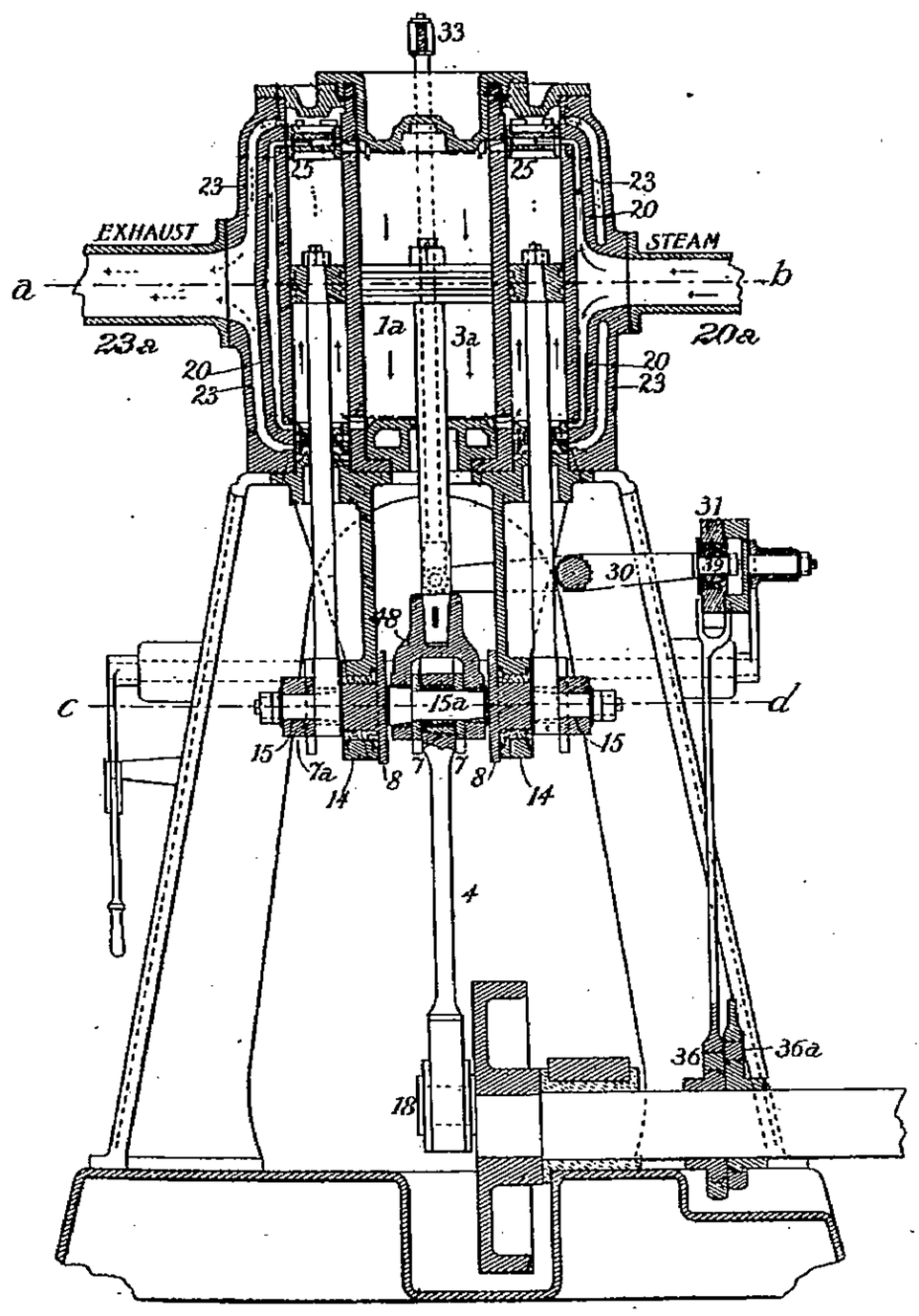


Fig. 17. — Machine *Forney*.
Coupe longitudinale.

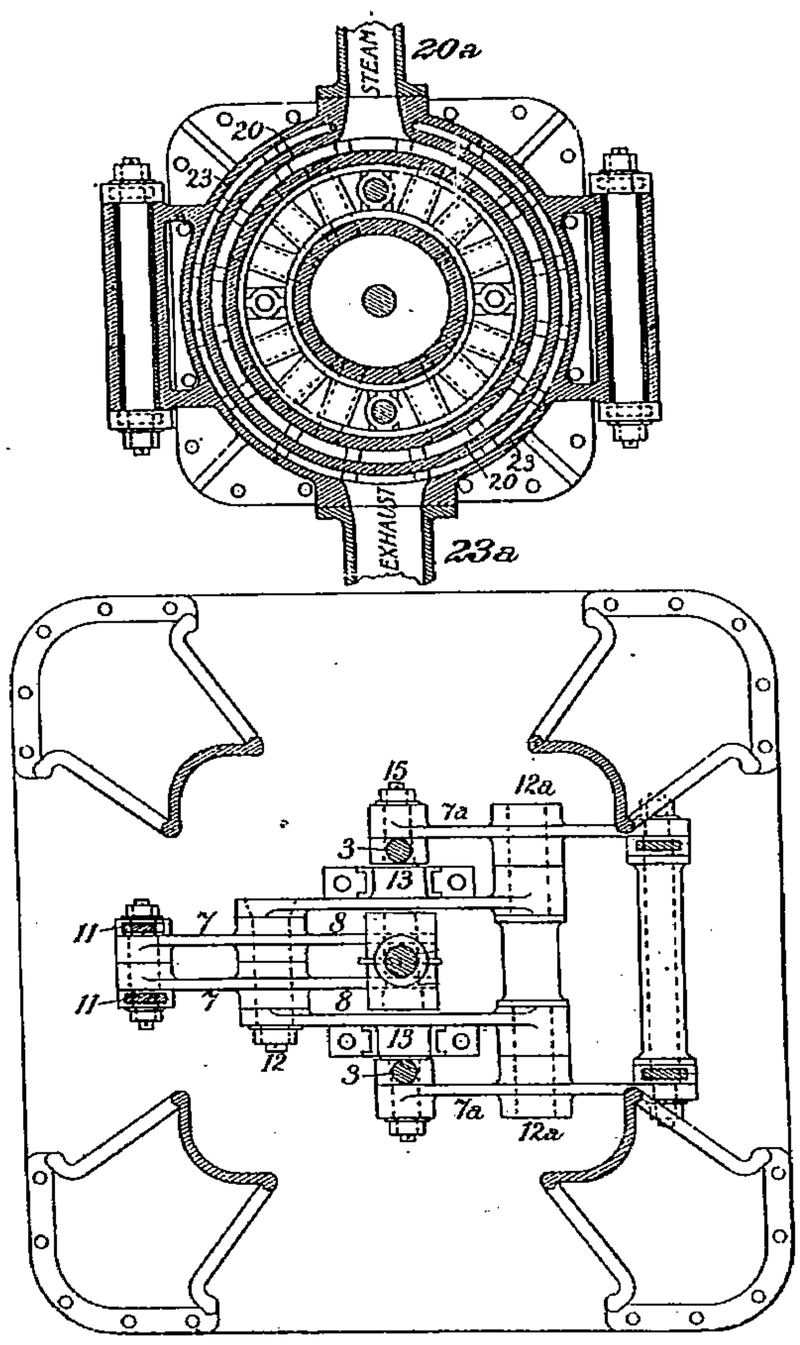


Fig. 18 et 19. — Machine *Forney*
Coupes aa et cc (fig. 17).

réchauffeur était une compound croisée horizontale Green, à cylindres sans enveloppes de 660 et 1 m. 27 × 1 m. 52, sans enveloppes de vapeur ; rapport des volumes 3,64; condenseur indépendant ; alimentée par la vapeur légèrement surchauffée. L'emploi du réchauffeur n'a pas amélioré le rendement ou l'économie de vapeur, bien qu'il ait diminué la condensation de la vapeur sur les parois du grand cylindre passant de 10,6 p. 100 de plus qu'au petit cylindre à 4.4 p. 100 seulement; la dépense de vapeur au réchauffeur compensait largement l'économie indiquée de ce fait. A puissance égale développée au petit cylindre (563 chevaux à 77 tours), la puissance du grand cylindre augmentait de 35 chx 5, ou de 4,6 p. 100 de la puissance totale, comme on le voit par les diagrammes fig. 20 (1A et 1B), où l'aire *abcd*, au-dessous de l'hyperbole théorique, est bien moindre

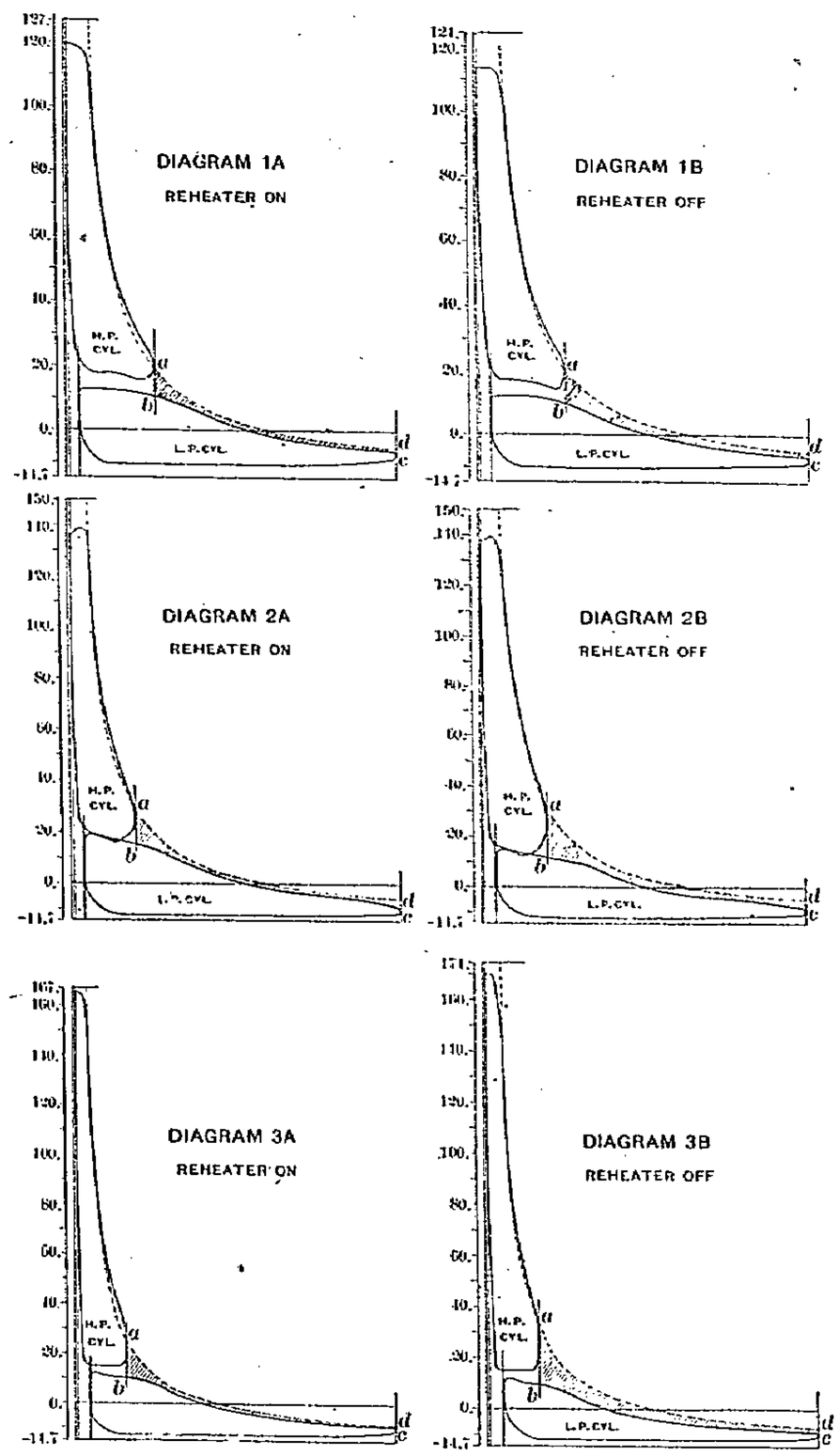


Fig. 20 (1 A à 3 B).

avec le réchauffeur. La seconde machine est une compound tandem horizontale, à cylindres sans enveloppes de 430 et 1 mètre × 1 m. 22 ; rapport des cylindres 5 ; réchauffeur de 6m² 96 ; condenseur à syphon. Le réchauffeur n'a pas non plus augmenté le rendement, bien qu'il fît passer la condensation dans le grand cylindre de 9,2 p. 100 de plus à 1,3 p. 100 de moins que dans le petit, avec une augmentation de puissance de 78 chx 4 au grand cylindre ou de 6,3 p. 100 de la puissance totale, comme on le voit d'après les diagrammes 2A et 2B. La troisième machine est une Corliss compound croisée horizontale, à cylindres enveloppés de 406 et 1 mètre × 1 m. 22, alimentée par de la vapeur légèrement surchauffée ; condenseur indépendant ; le cylindre de basse pression n'était enveloppé que sur les fonds, et, dans les deux essais, on n'envoya pas de vapeur aux enveloppes. Surface du réchauffeur 51 mètres carrés. Les résultats furent les mêmes que précédemment, avec une diminution de 18,3 p. 100 dans la condensation au grand cylindre et une augmentation de puissance de 58 chx 7 ou de 11,8 p. 100 de la puissance totale, comme aux diagrammes 3A et 3B. Dans ces

trois essais, la proportion de vapeur condensée au réchauffeur était respectivement de 4, 8, 7 et 10,3 p. 100 de la dépense totale, et l'eau de cette condensation emportait environ 20 p. 100 de la chaleur de vaporisation de cette vapeur, soit, pour la troisième machine, environ 2 p. 100 de la chaleur de combustion du combustible de sorte que l'on aurait pu réaliser cette économie de combustible en retournant cette eau de condensation à l'alimentation. On peut donc conclure, de ces essais, que, si les réchauffeurs ne procurent guère d'économie de vapeur, ils peuvent en procurer de combustible, tout en augmentant d'environ 10 p. 100, la puissance de la machine.

TURBINES. Bentley, Junggren et Garroway (*Brevets américains 735054, 107, 108, 109 et 110 de 1903*). Du genre Curtis (*Revue de Mécanique*) construites par la *General Electric C°* de Schenectady. La vapeur admise par 3 (fig. 21) traverse les aubes 11-11 de la roue 2 et les directrices fixes 6, disposés en groupes 5, ajustables par les boulons 9 et les coins 7, qui permettent d'en régler les jeux de l'extérieur de l'enveloppe 1 ; des regards 12, fermés par des bouchons 13 permettent de vérifier la position des directrices 6. En fig. 22, les directrices fixes 3 de la roue 1, étagées comme en fig. 24 n'occupent pas toute la circonférence mais quelques segments seulement, montés sur des supports

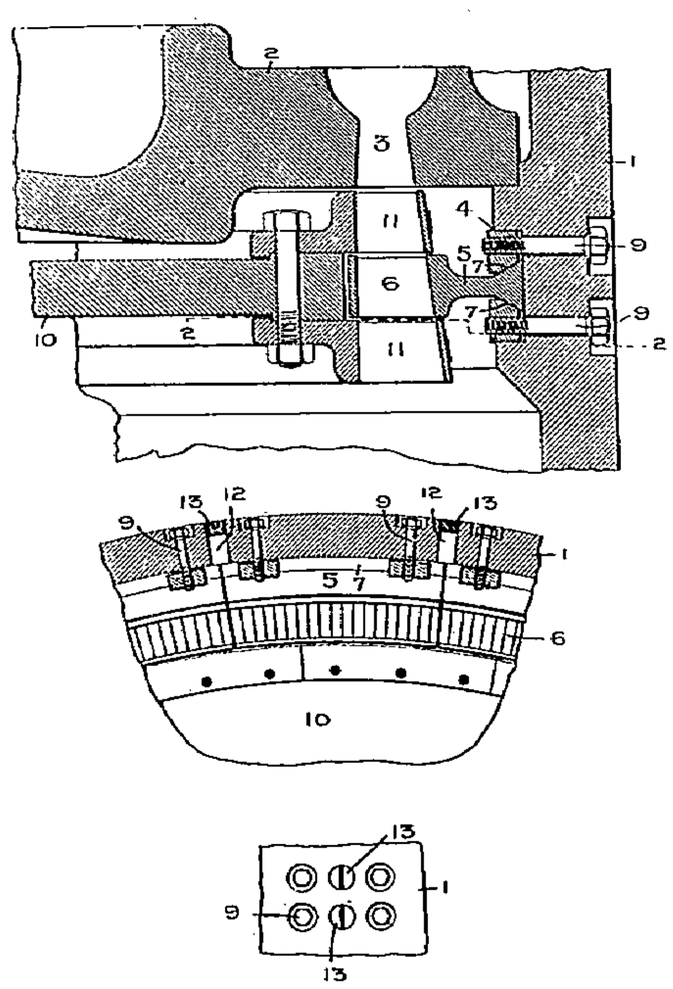


Fig. 21. — Turbine *Bentley*.

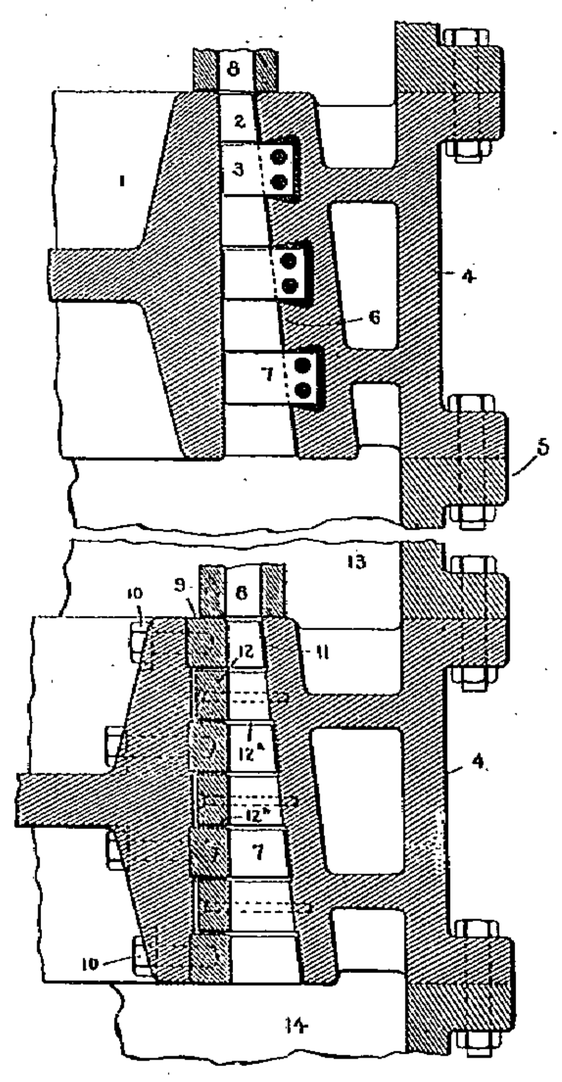


Fig. 22. — Turbine *Junggren*.

4 fixés au bâti 5 avec des jeux 6 très faibles entre 4 et les aubes mobiles 2. Au second étage de la turbine, au bas de la fig. 22, les aubes mobiles sont montées sur des anneaux 9, fixés à la roue par des boulons 10 ; les extrémités de ces aubes sont, comme dans le type précédent, ouvertes au ras de l'enveloppe 4 et les aubes fixes sont fermées en 12, avec des jeux 12*b*, plus petits que ceux 12*a*. La vapeur arrive par les ajutages 8 ; les fuites du premier étage de la turbine, recueillies dans la chambre 13, passent à l'ajutage 8 du second étage, dont la vapeur s'échappe au condenseur en 14. En fig. 23, le support 4 des aubes fixes s'ajuste radialement par les tasseaux 25 et angulairement par les jeux des boulons 27 ; des rondelles 16 et 17 réduisent les fuites de l'ajutage 15. Les aubes sont découpées dans une barre laminée, puis percées des trous 21 nécessaires à leur fixation ; les extrémités de ces aubes sont fixées au support 4 par du métal antifriction coulé autour de ces extrémités et dans les trous 21 sur les encoches ad hoc 22 de ce support. En fig. 25 le réglage des aubes fixes 9 se fait par la barre 20, ajustable par l'allonge 21, et qui commande, par les bras 17, à cadrans 19, les excentriques 14 du cadre 7, sur lesquels sont fixées les aubes. Le frottement des surfaces 8 de 7 sur la pièce 6 de l'enveloppe 1 se règle, suivant la température de la turbine, par les écrous 16. Ce système permet de régler les aubes fixes de l'extérieur de l'enveloppe 1 avec une grande précision. La vapeur arrive par 22 aux aubes mobiles 10. En fig. 26, les talons 6 des aubes mobiles 7, fermées en 5, sont plus larges que ces aubes afin, qu'en cas de rapprochement de ces aubes des aubes fixes 8, ce soit leur talons 6 et 8 qui viennent à frotter au lieu qu'elles se

prennent par leurs bords. La vapeur arrive par les ajutages multiples 14-15. Le réglage longitudinal du support 10 des aubes fixes se fait par les boulons 17, filetés dans les projections 18 de l'enveloppe 1 et appuyés sur celle 16 du support. En fig. 27, la vapeur arrive aux aubes 2 de la roue 1 par 5 ajutages 8-9 ajustables du jeu permis par les boulons 11 au moyen des vis 13, en prise sur les

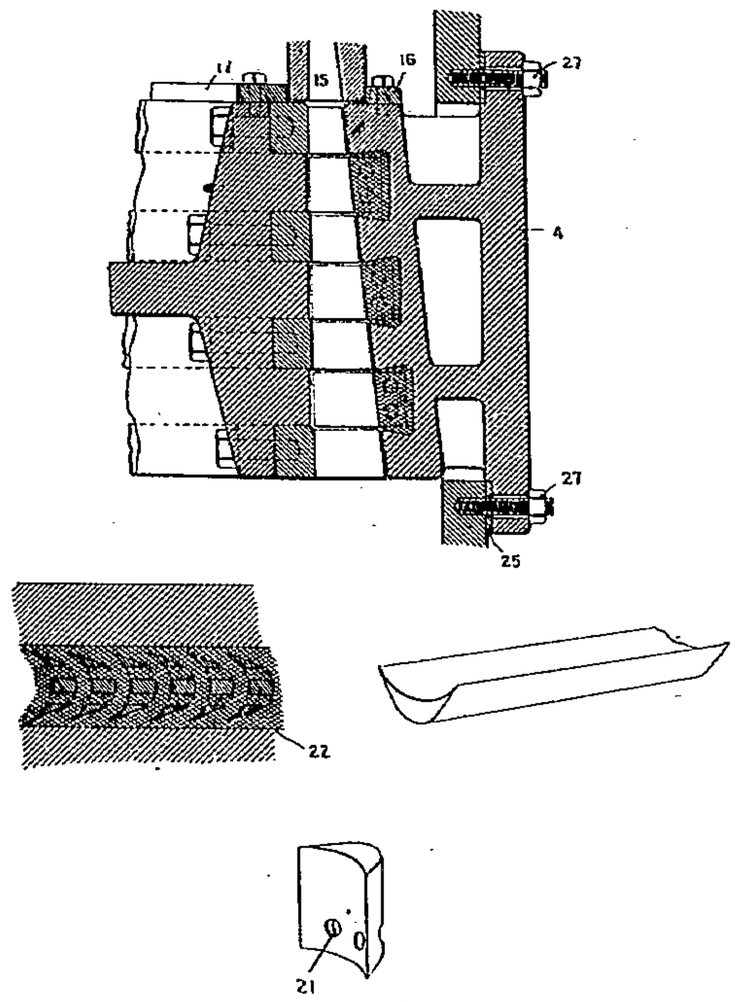


Fig. 23. — Turbine *Junggren*.

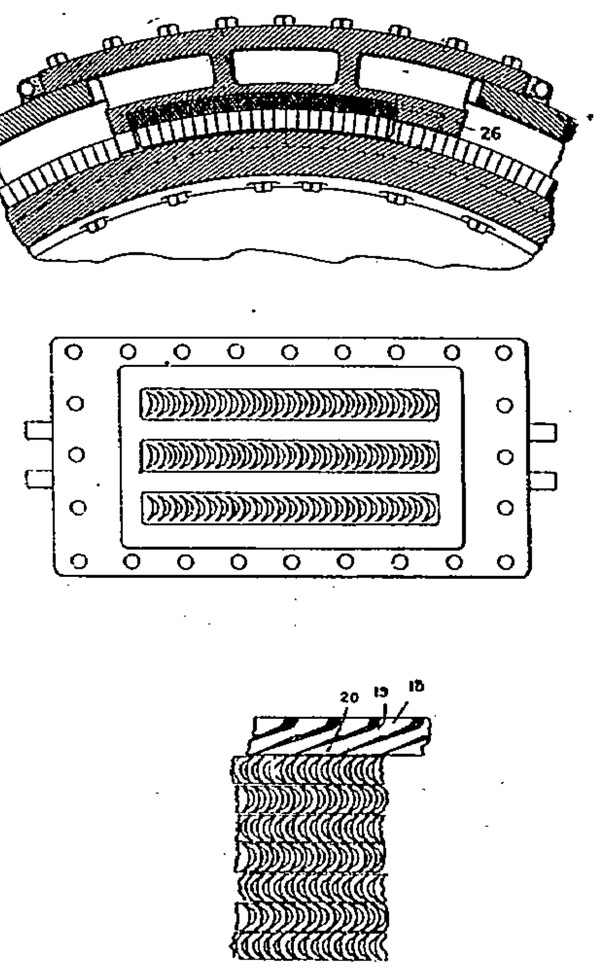


Fig. 24. — Turbine *Junggren*.

oreilles 12 de 8*a* et filetées dans le couvercle 14. Les aubes fixes 6 sont réglables par le jeu des boulons 7. La vapeur arrive par 20 au travers de soupapes 17 automatiquement réglées par le ressort du piston 18. — **Paxman et King**, Colchester (*Brevet anglais 24909 de 1902*). Pour simplifier la construction des aubages. Les aubes fixes et mobiles A′ et A (fig. 28 et 29) coupées dans des barres lami-

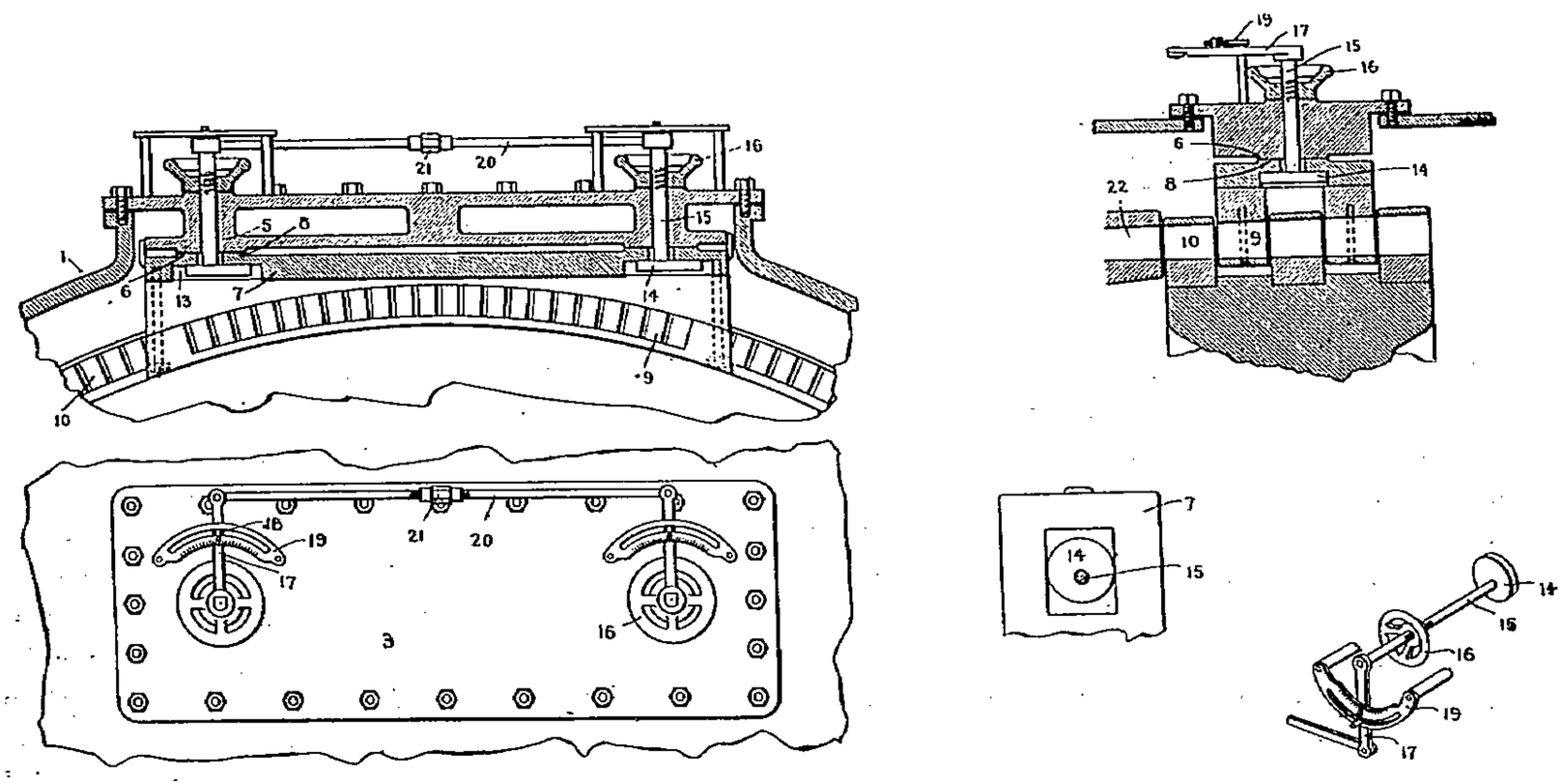


Fig. 25. — Turbine *Junggren* et *Garroway*.

nées, sont montées entre deux plateaux D et E (fig. 29) à crans *d*, qui maintiennent ces aubes dans leurs positions finales, et ces deux couronnes sont assemblées entre elles, puis les extrémités des aubes, ainsi maintenues, sont travaillées par des fraises X et Y de manière à pouvoir se monter rigoureusement sur les anneaux ZI et H (fig. 28) et sur la roue F. La roue est complétée par une frette G; les aubes fixes A′ sont, comme les aubes mobiles A, des emboîtements de fixation *a*. En fig. 28 (au

bas), les deux rangées d'aubes de la roue F sont serrées par les frettes G′ et G². En fig. 29, les plateaux de la roue F sont serrés par les boulons *f* sur les anneaux F′ des aubes A, avec frettes G ; les aubes A′ sont montées entre les couronnes II et I.

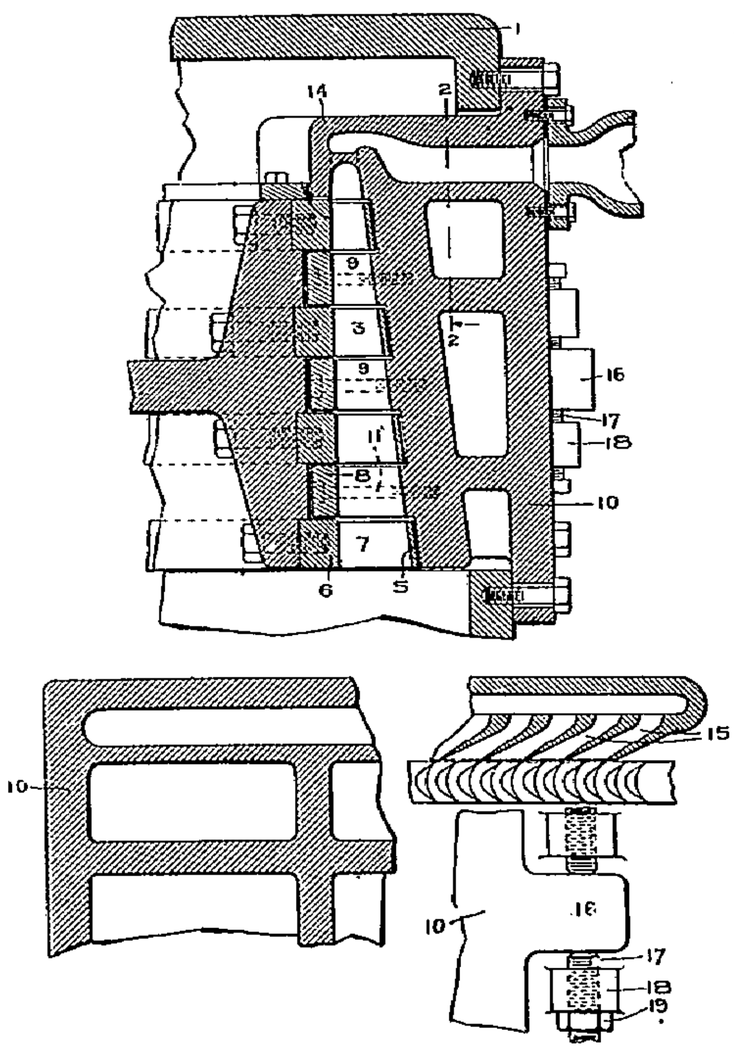


Fig. 26. — Turbine *Junggren*.

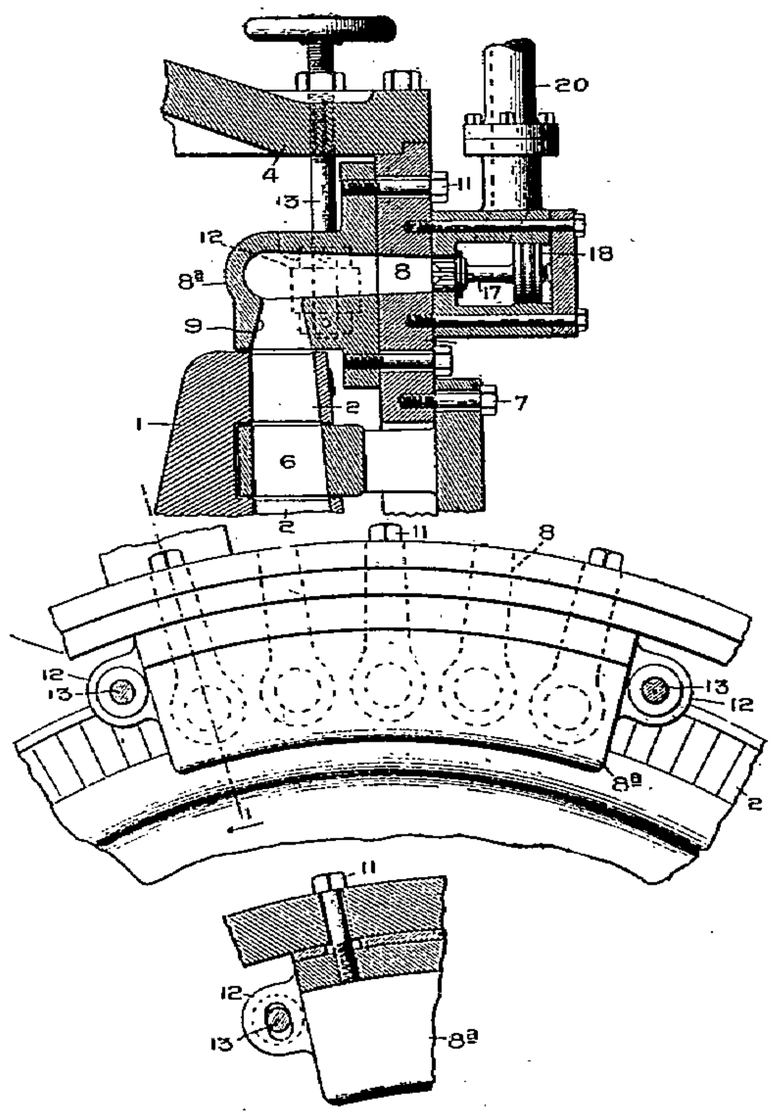


Fig. 27. — Turbine *Junggren*.

Turbines Siemens et Kalske (*Brevet anglais 21304 de 1903*). Les ajutages *d* d'admission de vapeur (fig. 30) et la roue *s* tournent en sens contraires de manière à maintenir la même vitesse relative de la vapeur entre *d* et *s* tout en réduisant la vitesse de rotation des arbres de *d* et de *s*, qui

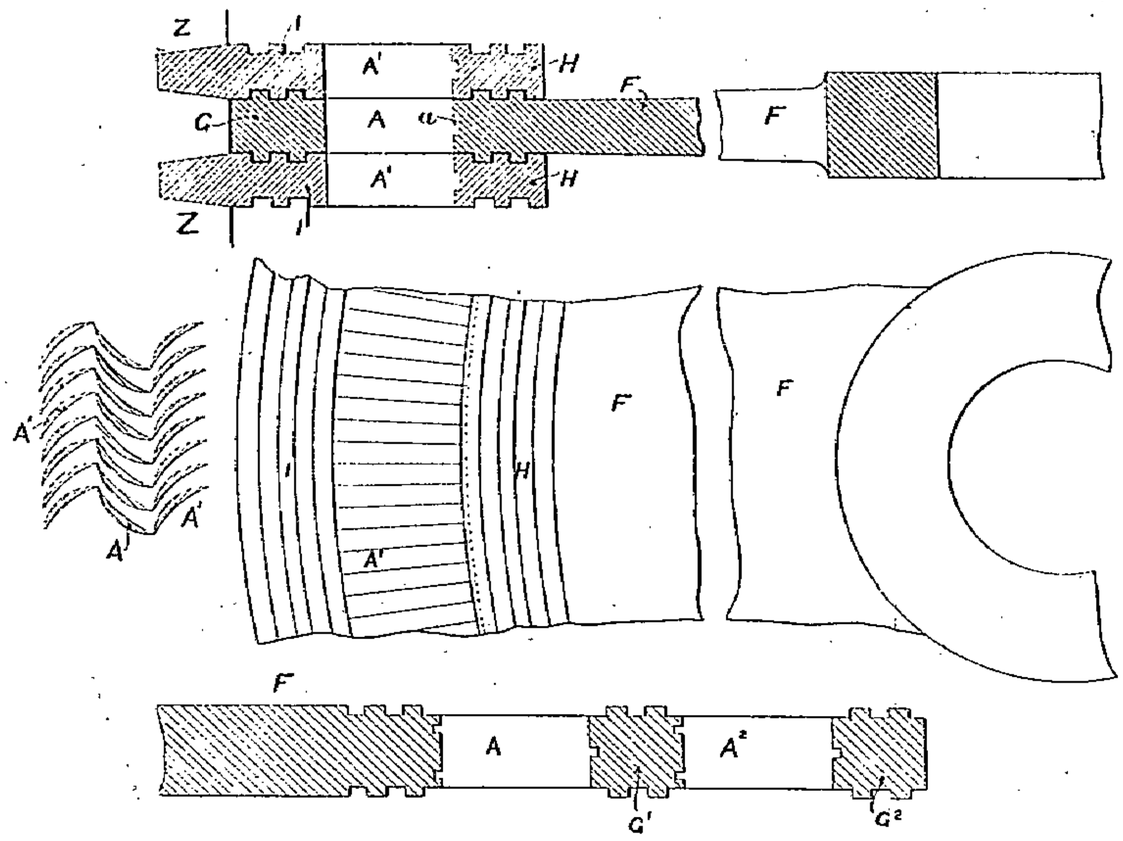


Fig. 28. — Turbine *Paxman et King*.

commandent chacun l'armature *a* de deux dynamos *am*, continues, en dérivation et reliées en parallèle, avec rhéostats *rr*, permettant de régler indépendamment les champs des inducteurs *mm*, ce qui permet de faire varier à volonté la puissance de ces dynamos, ainsi que celle transmise par les

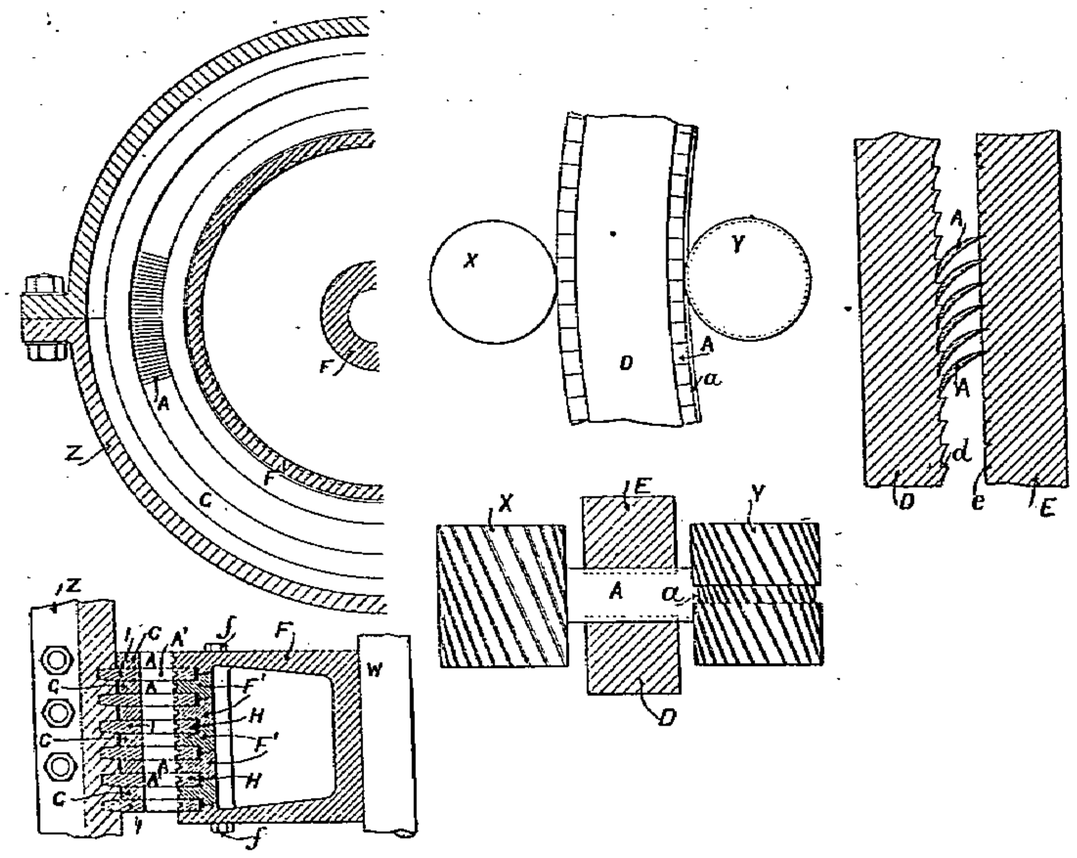


Fig. 29. — Turbine *Paxman et King*.

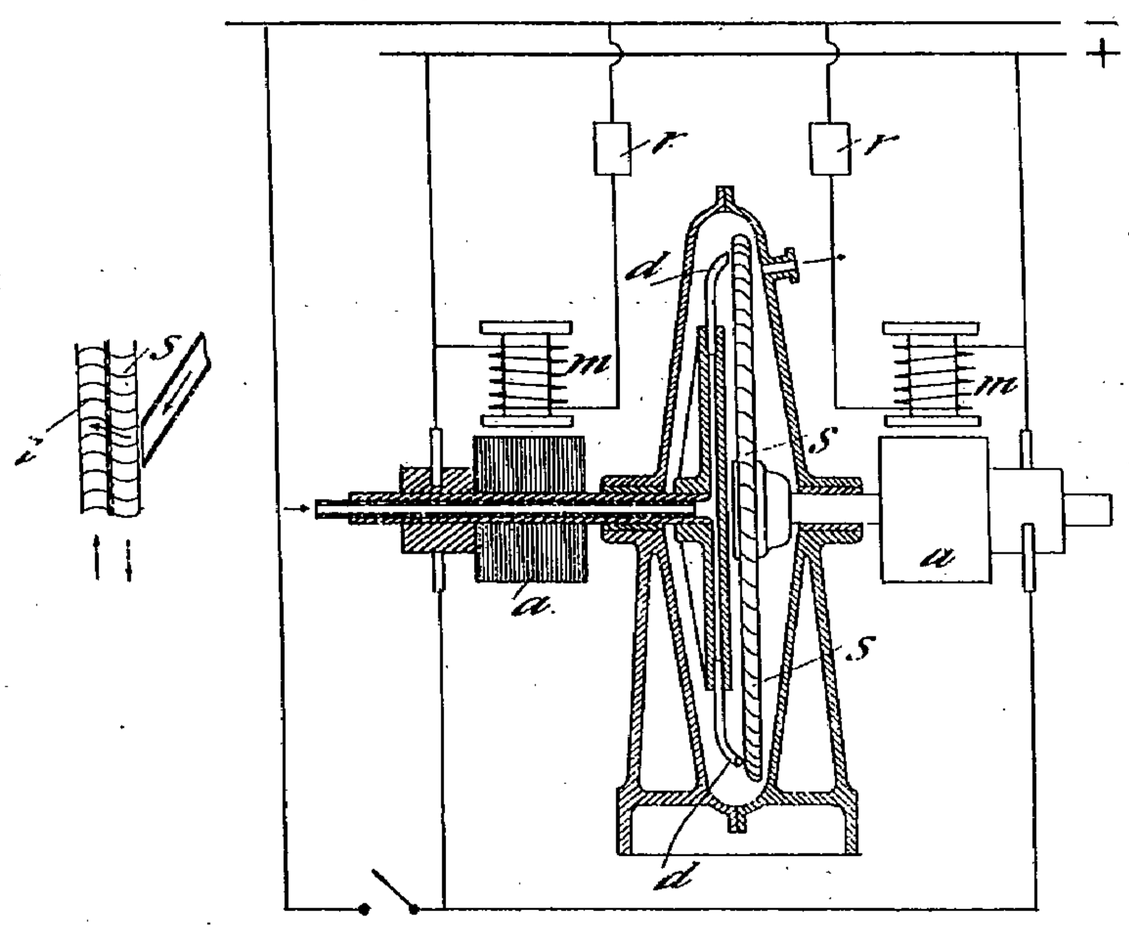


Fig. 30 et 31. — Turbine *Siemens et Halske*.

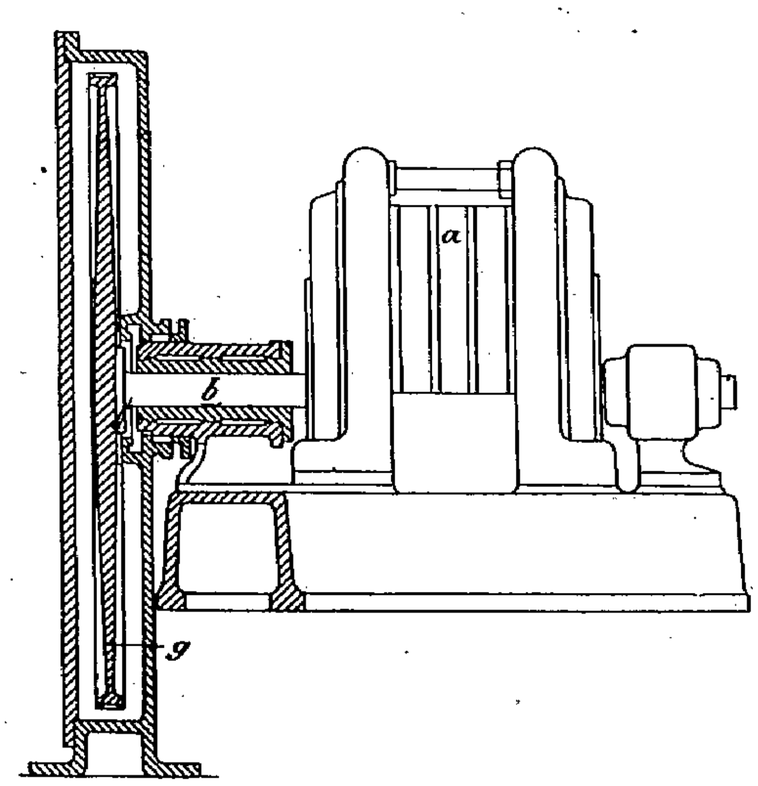


Fig. 32.

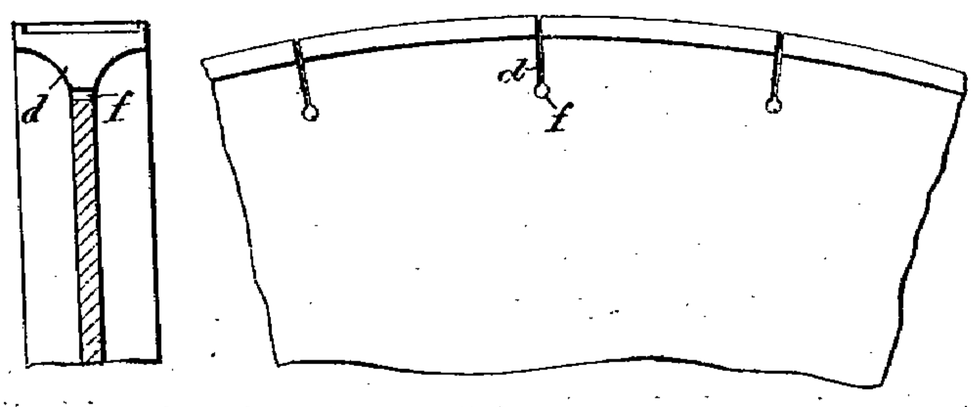


Fig. 33.

arbres de *d* et de *s* et leurs vitesses relatives. On peut aussi maintenir les ajutages *d* fixes et accoupler sur les dynamos deux turbines *i* et *s* (fig. 34) tournant en sens contraires. — De la **Gesselschaft für Einfuhrung von Erfundungen,** 22, Schibauerdam, Berlin (*Brevet anglais 1121 et 19896 de 1903*). Dans les grandes turbines, le rayonnement de l'enveloppe fait que la jante des roues est plus chaude que le corps : à 150° par exemple tandis que celle du corps est presque à celle du condenseur (50°) ; il en résulte parfois des criques, que l'on évite en fendant la jante, comme en *df* (fig. 33). En fig. 33 la turbine *g* commande directement l'arbre *b* de sa dynamo avec grand palier à stuffing box *f*; on est ainsi assuré de l'alignement parfait de la turbine et de l'armature de la

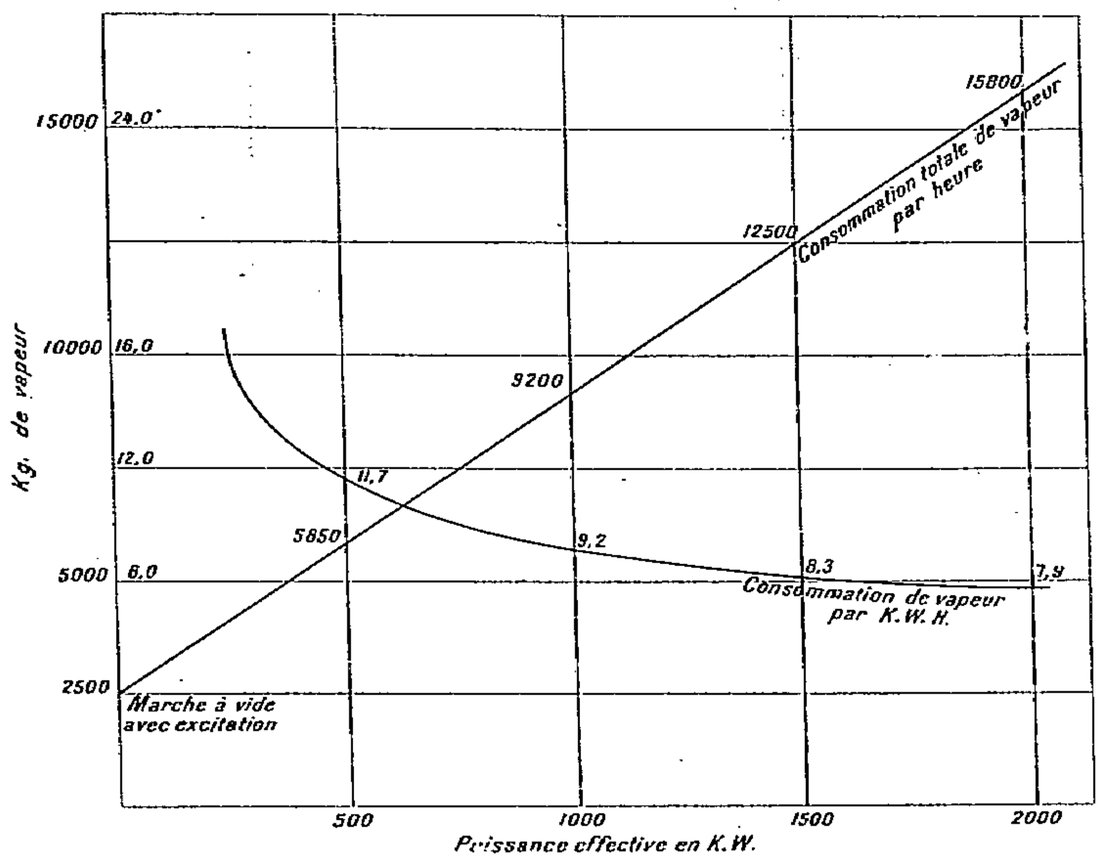


Fig. 34.

dynamo, dont le poids atténue les actions du balourd de la turbine sur *b*. — **Brown Boveri Parsons.** Le tableau suivant donne (fig. 34) les consommations garanties pour quelques types de turbo-alternateurs marchant à condensation.

CONSOMMATIONS DE TURBO-ALTERNATEURS

PUISSANCE en kilowatts	VITESSE	PRESSION de la vapeur	TEMPÉRATURE de la vapeur	CONSOMMATION en kg. par kilowatt-heure	
				à pleine charge	à demi charge
100	3.000	10 kg.	250°	12,7	15,2
150	»	10 —	250°	12,8	15,7
200	»	10 —	250°	10,8	13,4
300	»	» —	»	9,9	12,2
400	»	12 —	300°	9,4	11,5
500	»	12 —	300°	9,1	11,2
750	1.500	12 —	300°	8,7	10,5
1.000	»	12 —	300°	8,3	10
1.500	1.000	» —	»	8	9,8
3.000	»	» —	»	7,2	8,8
5.000	»	» —	»	6,6	8,35

Ces chiffres s'entendent pour une marche à condensation avec un vide de 90 p. 100 de la pression atmosphérique, vide qui s'obtient sans difficulté avec les turbines Parsons dont la construction permet d'éviter les rentrées d'air. Ils ne comprennent pas l'énergie absorbée par la commande du condenseur. Un groupe électrogène avec turbine de puissance moyenne pèse environ 30 kilog. par cheval. Ces turbines se construisent jusqu'à des puissances de 9.000 chevaux. La compagnie

Électro-mécanique de Paris, serait en train d'en construire 4, d'une puissance totale de 30.000 chevaux, pour une station électrique de 60.000 chevaux, à établir à Saint-Ouen.

Voici d'autre part les dimensions d'encombrement de ces différents groupes :

	LONGUEUR	LARGEUR
100 kilowatts	5,60	0,95
200 —	7,20	1,30
500 —	8,10	1,35
750 —	9,70	1,65
1.000 —	10	1,80
3.000 —	13,50	2,50
5.500 —	15	3,50

La hauteur est à peu près égale à la largeur.

Brown Bovery (*Brevet anglais 25233 de 1902*). Dans les turbines Parsons à marche lente, si les entrées de vapeur sont proportionnées de manière à donner une marche économique en pleine charge, en charge réduite, le régulateur n'admet plus assez de vapeur pour remplir ces entrées à la pression de la chaudière, tandis que, si ces entrées sont disposées en vue de la marche économique en faibles charges, les entrées sont insuffisantes pour débiter la vapeur voulue aux pleines charges. Pour parer à cet inconvénient, la valve d'admission 2 (fig. 35) envoie la vapeur aux différents étages de la turbine 1 par des conduites 2 4 5, dont les ouvertures sont réglées par le régulateur à force centrifuge 9, ou électrique 12, au moyen de la pression de la vapeur admise, par sa

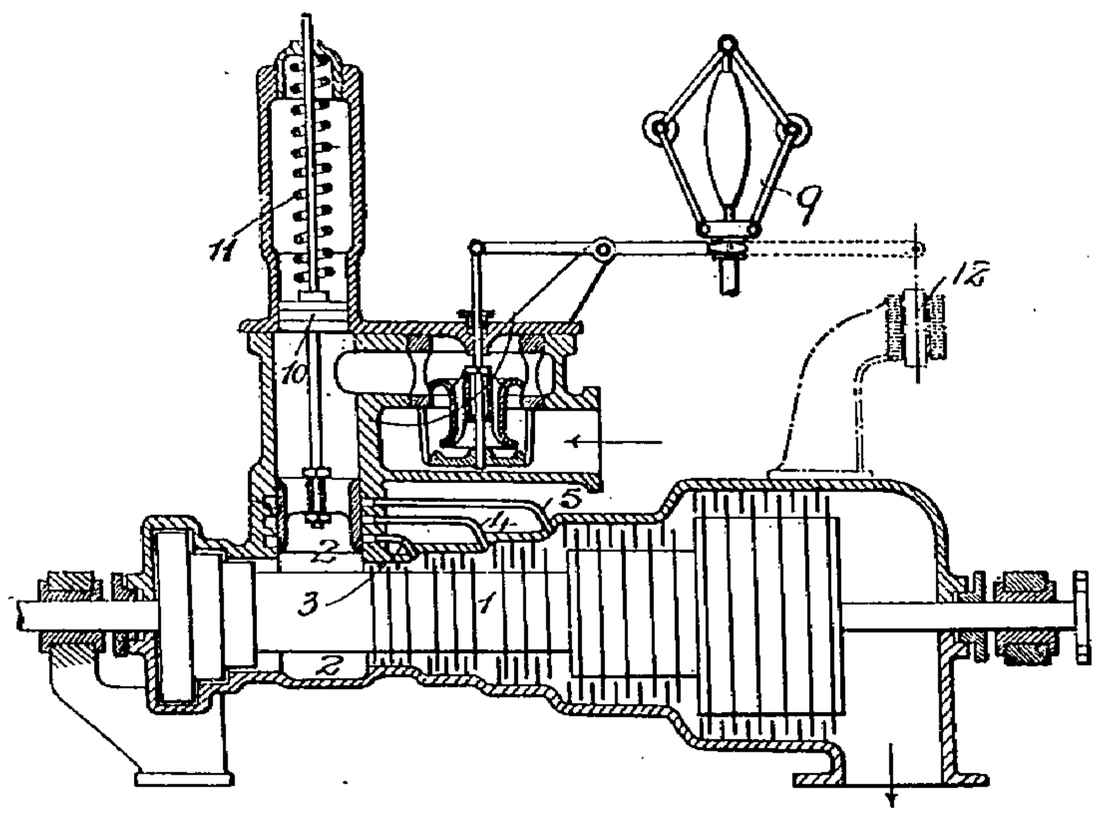


Fig. 35. — Turbine *Brown Bovery*.

valve, sous le piston 10 de la valve 2, chargé par un ressort. Ce régulateur peut aussi agir directement sur 2.

Westinghouse (*Brevet anglais 11045 de 1902*). La vapeur arrive, des anneaux 6 6 (fig. 36 et 37) par 12, aux ajutages 13 des roues, au nombre de trois de chaque côté, montées sur le tambour 15, en quatre pièces réunies par les boulons 20. De chaque côté de 6-6, se trouvent les aubes directrices fixes 35-37-39 et les réceptrices 25-26 et 33 correspondantes. Dans l'enveloppe de la turbine, se trouve un réchauffeur tubulaire 42-43-44-45 traversé par la vapeur de la chaudière de 52 et 53 à 54 et 55 ; des aubes 25, la vapeur passe autour des tubes 42 et 44, guidée par les cloisons 46 et 47, puis autour de 44 et 45, et de là, par 37-26-39-33-32-40 à l'échappement 41 en se détendant à mesure. En fig. 38, le tambour 15 porte à ses extrémités des aubes 61 de sens opposé aux autres de sorte que la turbine change de marche quand on y envoie de la vapeur par 64 et l'anneau 62. Cette construction permet de réduire le poids et l'encombrement de la turbine.

Westinghouse (*Brevet anglais 1124 de 1903*). La vapeur arrive par 5 (fig. 39) dans un anneau 6, avec dépressions 8, ouvrant sur les ajutages 9, débouchant, de chaque côté, sur les aubes mobiles 12,

en un anneau de vapeur continue. En fig. 41, l'anneau 7, au lieu d'être en deux parties divisées par un plan diamétral, est en une bague 12, à laquelle sont fixés les blocs 14 des ajutages 9 et

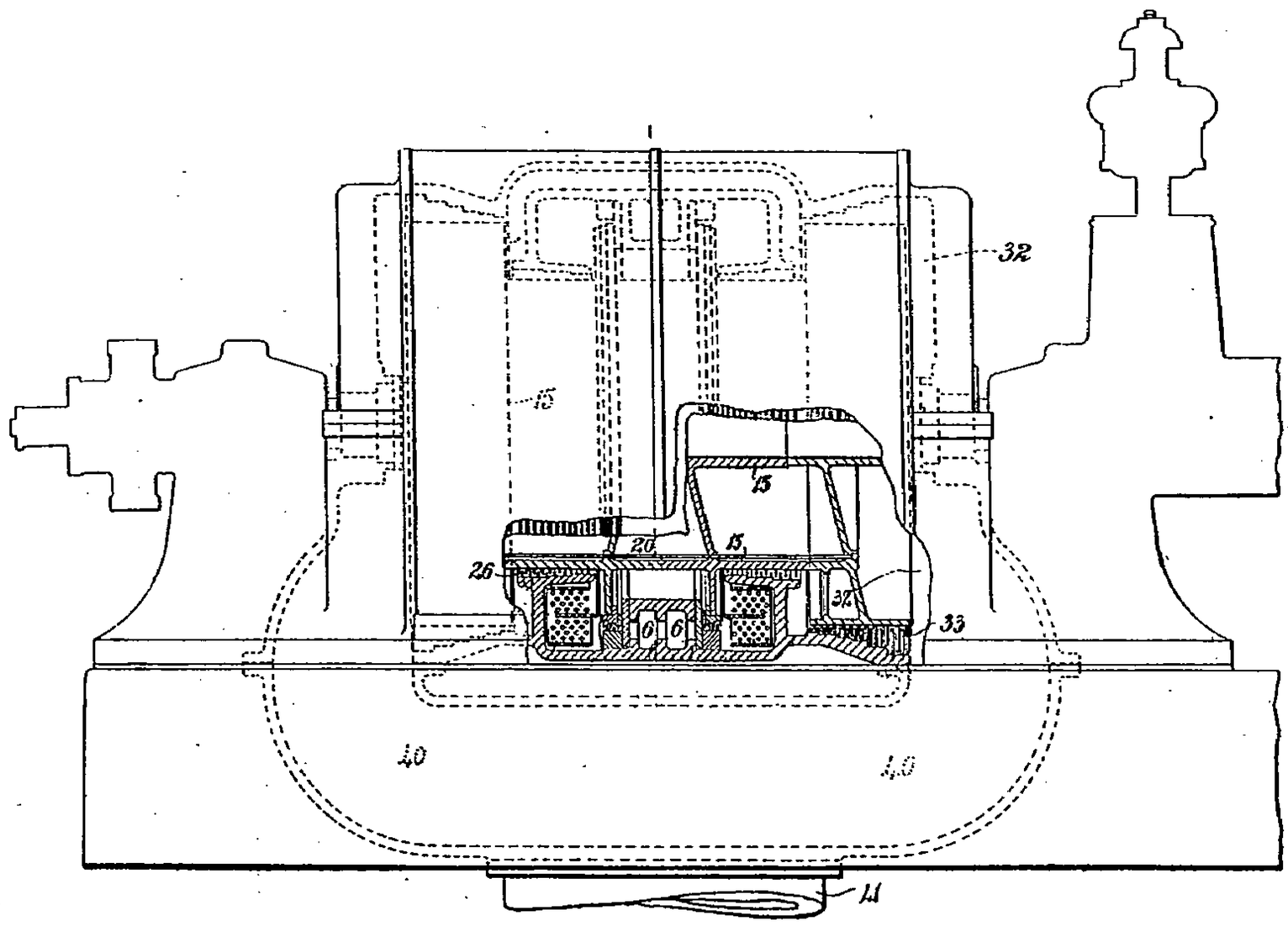


Fig. 36. — Turbine *Westinghouse*.

dépressions 8. En fig. 42 et 43, la vapeur, au sortir des premières roues 12, traverse les ajutages

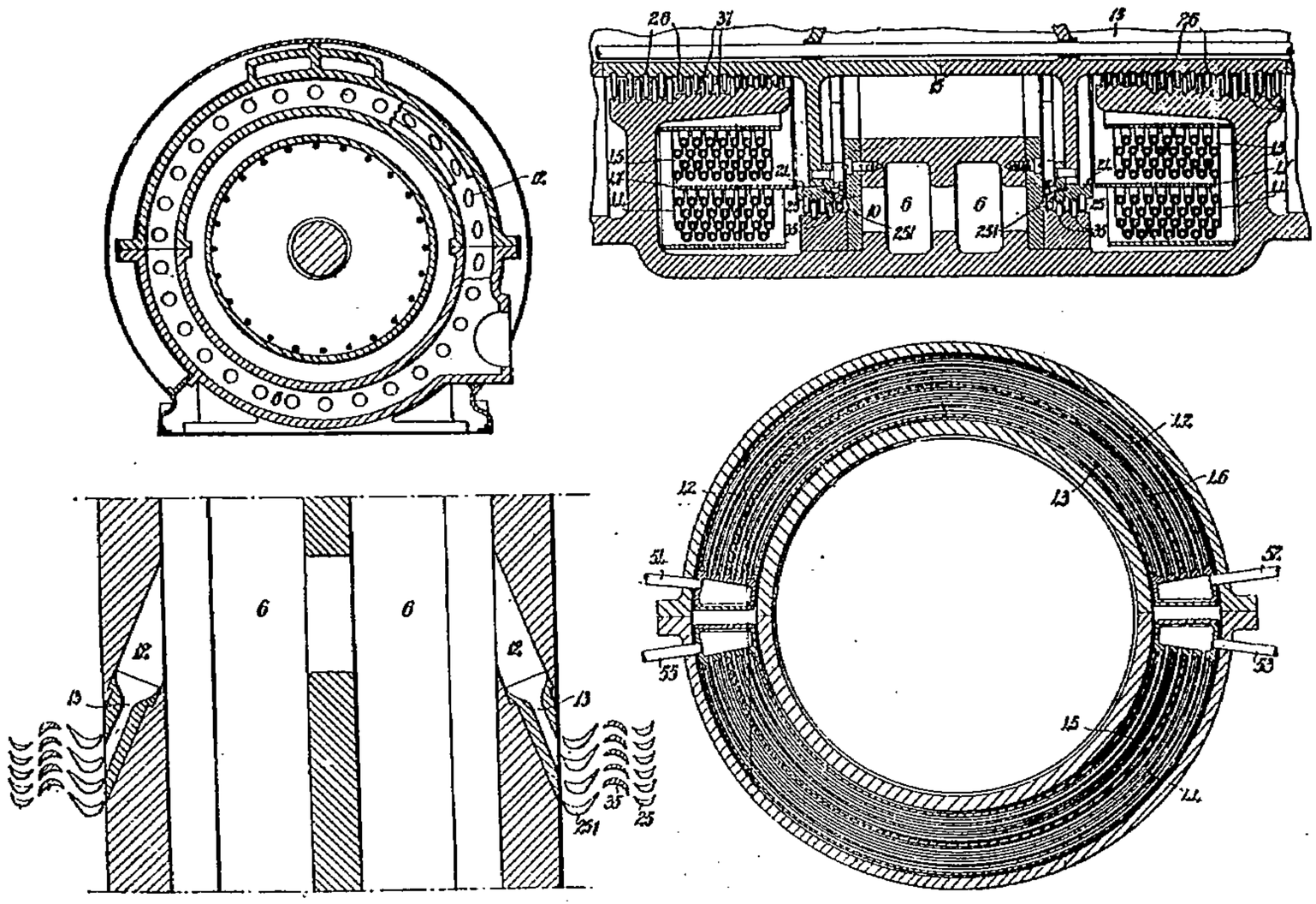


Fig. 37. — Turbine *Westinghouse*.

convergents puis divergents 17-18 de l'anneau fixe 16, qui l'amènent à la série des roues 19 et des directrices 4, pour s'échapper définitivement en 20. La garniture à peigne 21 de l'anneau 16, sur le

tambour 2, empêche les fuites de vapeur. On construit des turbines de ce type allant jusqu'à 11.000 chevaux. L'unité de 5.000 kilowatts ou de 7.500 chevaux occupe un encombrement de 8 m. 43

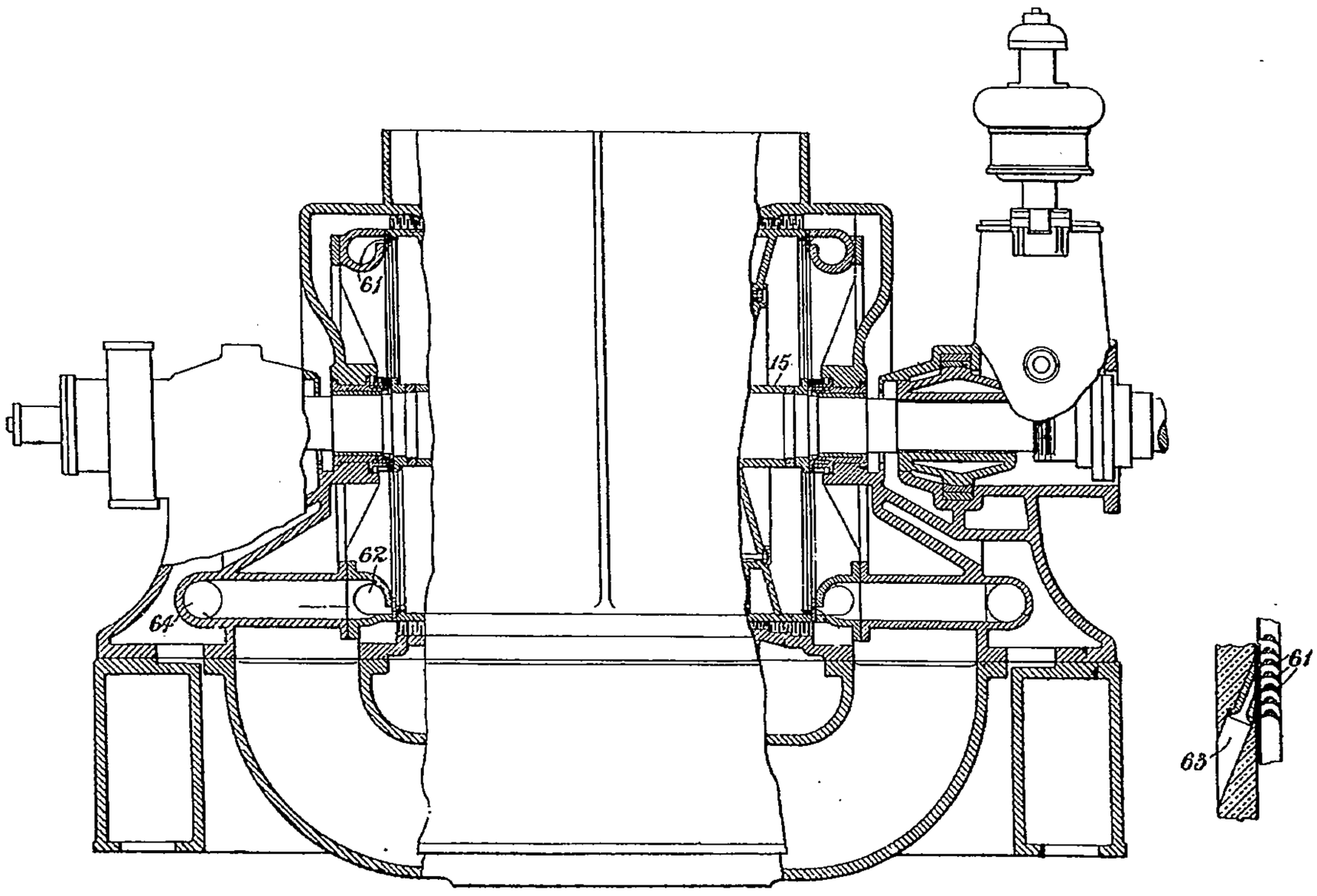


Fig. 38. — Turbine *Westinghouse* réversible.

× 4 m. 04 × 3 m. 66 de haut, ou de 220 chevaux par mètre carré de surface horizontale; vitesse

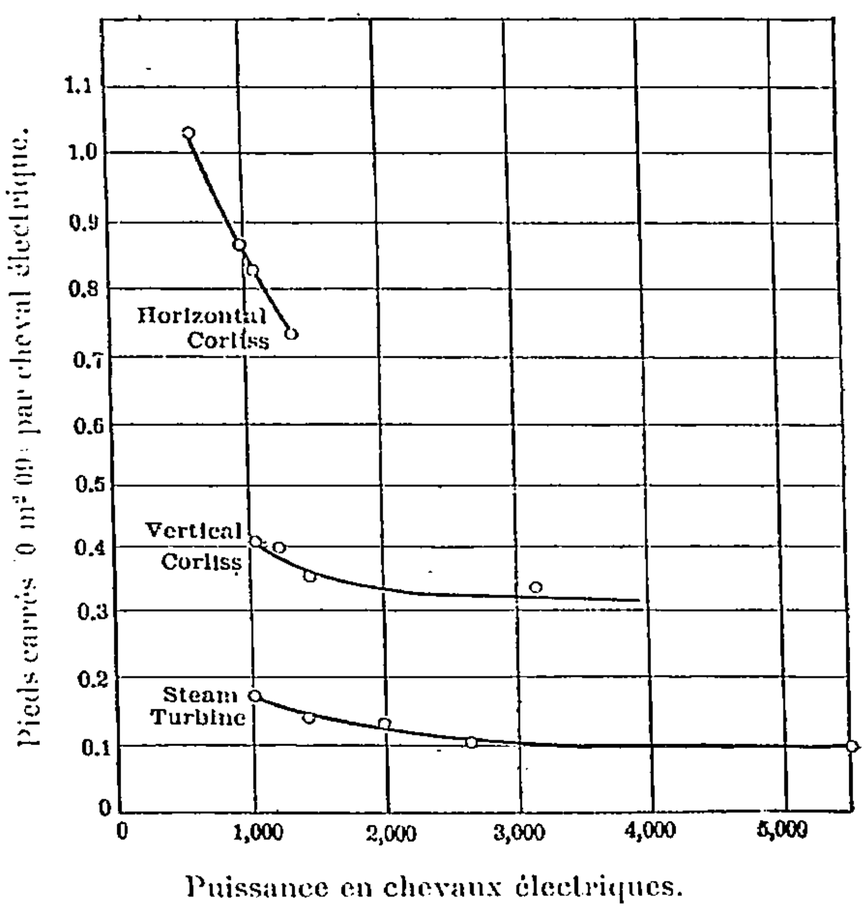


Fig. 38 *bis*.

750 tours par minute ; diamètre de l'arbre aux portées 380 millimètres, graissées par une circulation d'huile au moyen d'une pompe commandée par l'arbre de la turbine. Le diagramme fig. 38 *bis*

donne les encombrements comparatifs de ces turbines et des machines compound ordinaires Corliss horizontales et verticales avec leurs dynamos. Le métropolitain souterrain de Londres installe 8 de ces turbines de 5.000 kilowatts marchant à la pression de 12 kilog. (*Engineering Record*, *2 janvier*). — **Wilkinson** (*Brevet américain 745270 de 1903*). La vapeur, amenée aux orifices 3 (fig. 44), est distribuée à la première roue 12 par des robinets radiaux 4, soumis en 5 au régulateur, et elle passe de cette première roue aux autres par des orifices 17 et des distributeurs 18, analogue à 3 et 4. De la vapeur à haute pression, admise par des tuyaux 40 dans les enveloppes 38, y circule, ainsi que dans des serpentins 37 (fig. 45), de manière à réchauffer la vapeur dans son passage d'une roue à l'autre et à empêcher les condensations, puis sort par 41. Le haut de la turbine est entouré d'une frette 19, maintenue par l'anneau fendu 24, ou par l'anneau 29, à coin 30 et contre-anneau 32; il suffit de défaire ces anneaux pour pouvoir descendre la frette et accéder aux roues. Sur l'arbre 6,

Fig. 39.

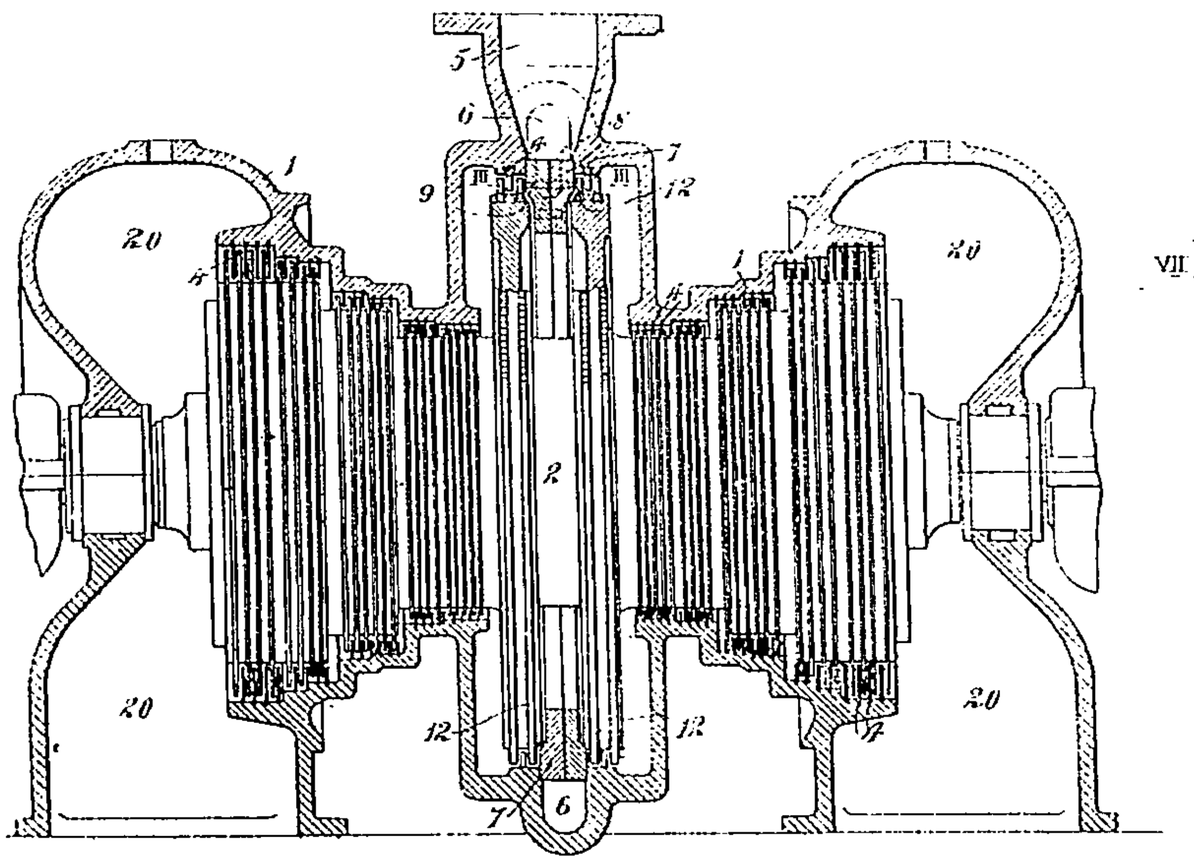
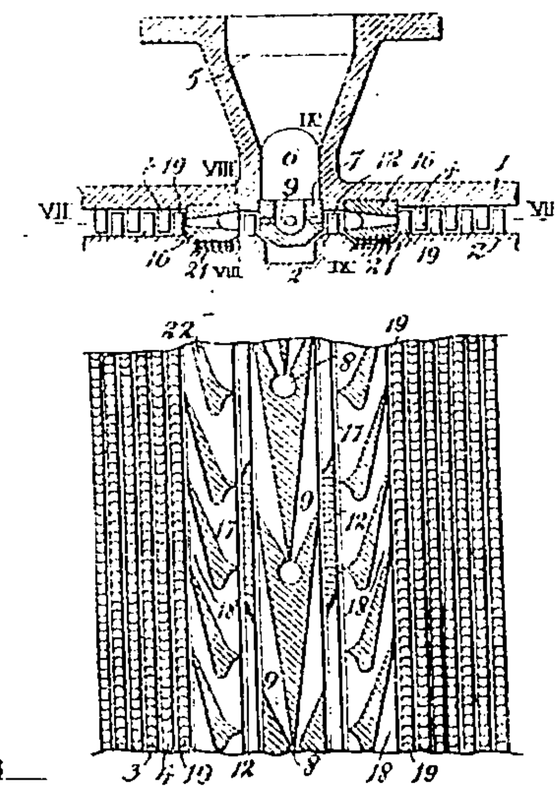


Fig. 42.



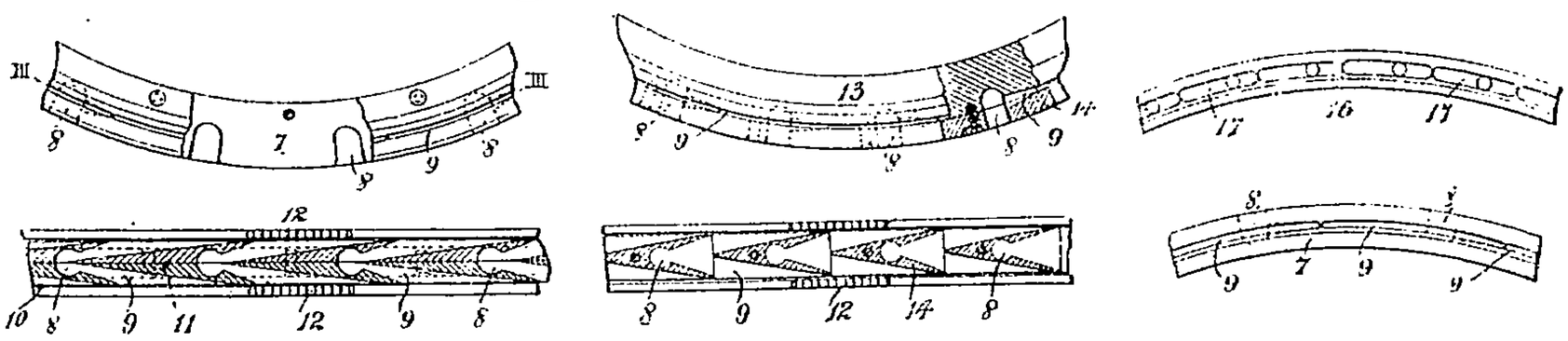


Fig. 40. Fig. 41 Fig. 43.

Fig. 39 à 43. — Turbine *Westinghouse*.

sont fixés des disques 10, formant, avec les sièges 9 des cloisons 8 une fermeture étanche. Construites par la *Wilkinson steam turbine C°*, à Birmingham, Alabama.

Turbine Dodge. (*Brevet américain 741776 de 1903*). Du genre *Curtis*, construite par la *General Electric C°*, de Schenectady. D'après les essais de l'inventeur, l'humidité de la vapeur, dans une turbine à deux étages, avec de la vapeur se détendant de 13 kilog. à la pression atmosphérique, est d'environ 13 p. 100 du poids total de la vapeur à la sortie du premier étage d'aubes, et, en passant, il se reconvertit en vapeur 11 p. 100 de ce poids, en absorbant une chaleur qui ne se convertit pas en travail ; l'invention de M. Dodge consiste à enlever ces 13 p. 100 d'eau de la vapeur, de sorte que l'énergie d'impulsion de la vapeur ainsi séchée est ensuite dépensée, en partie, à la surchauffer. La vapeur passe successivement, de 1 à 1*b* (fig. 46) par les aubes mobiles 2-3-4-5 et fixes 7-8-9 ; ces dernières sont munies de poches 10, communiquant avec 11 par des fentes 12 (fig. 48) l'eau se sépare de la vapeur par sa vitesse, passe par ces fentes dans les poches 10, d'où elle est évacuée par des conduites 13. En fig. 49, ce sont les aubes mobiles qui sont pourvues de chambres, en communication par les fentes 23 avec le courant de vapeur, et l'eau précipitée dans ces chambres s'évacue par la force centrifuge au travers des ouvertures 24. En fig. 50, les fentes

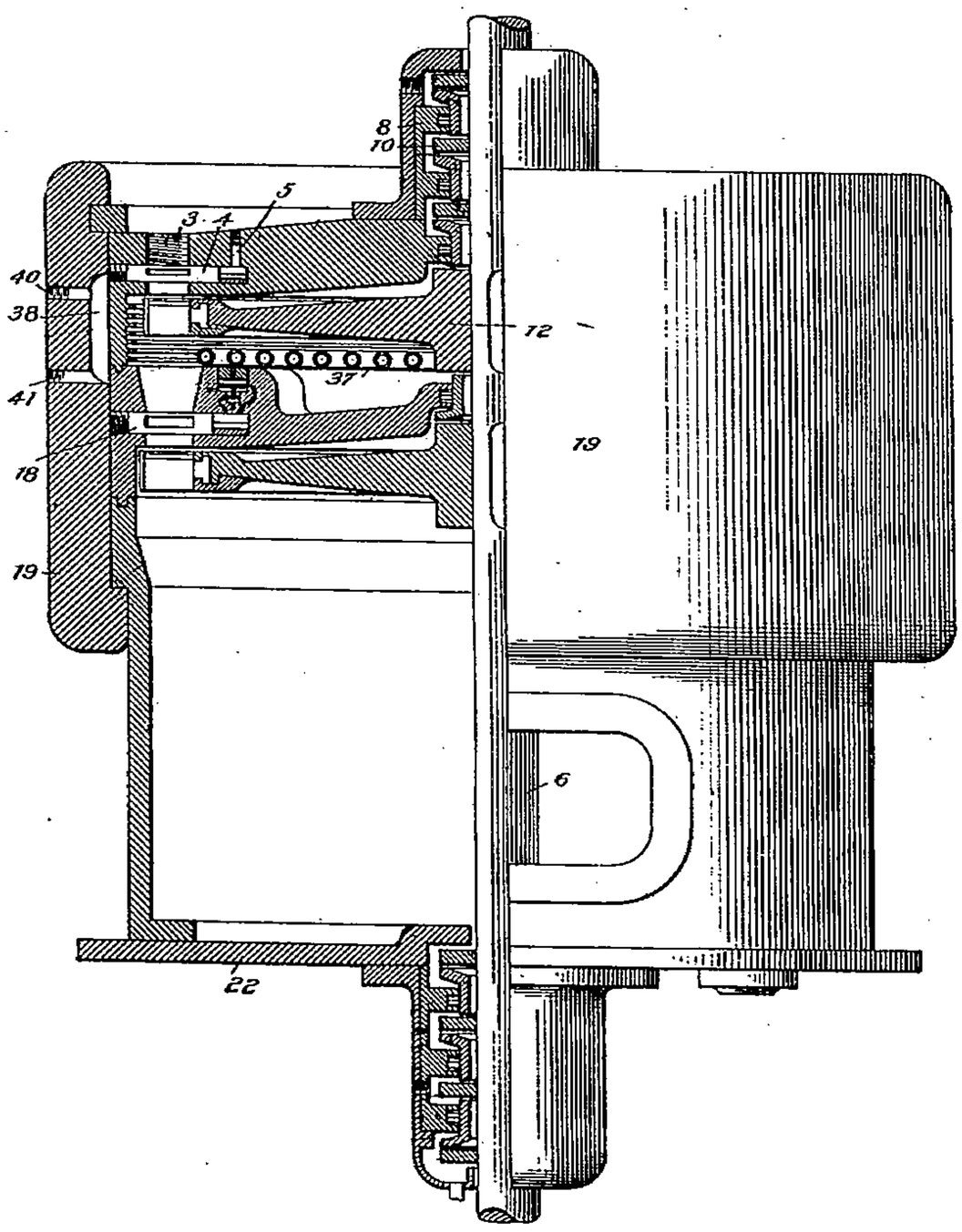


Fig. 44. — Turbine *Wilkinson*.

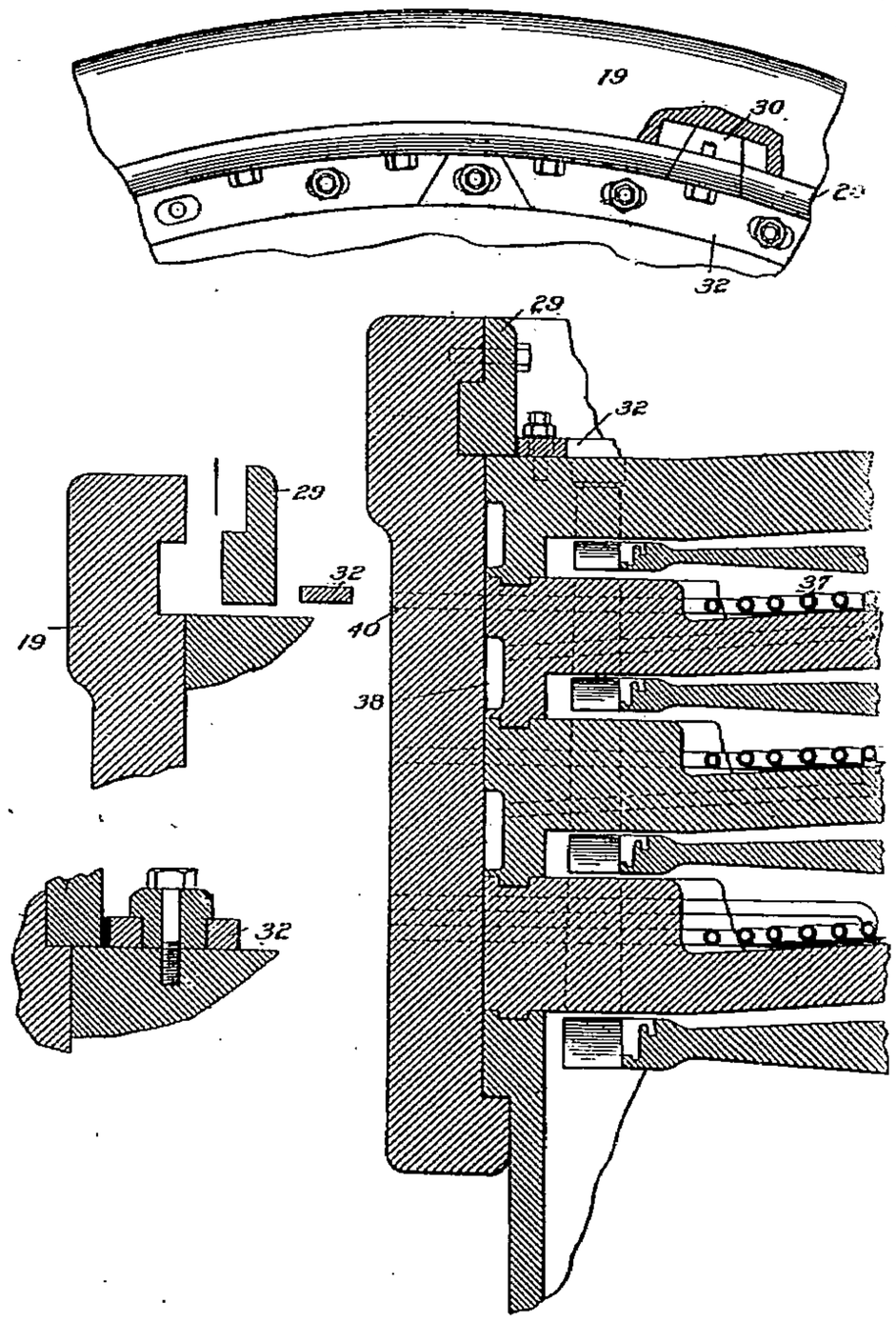


Fig. 45. — Turbine *Wilkinson*.

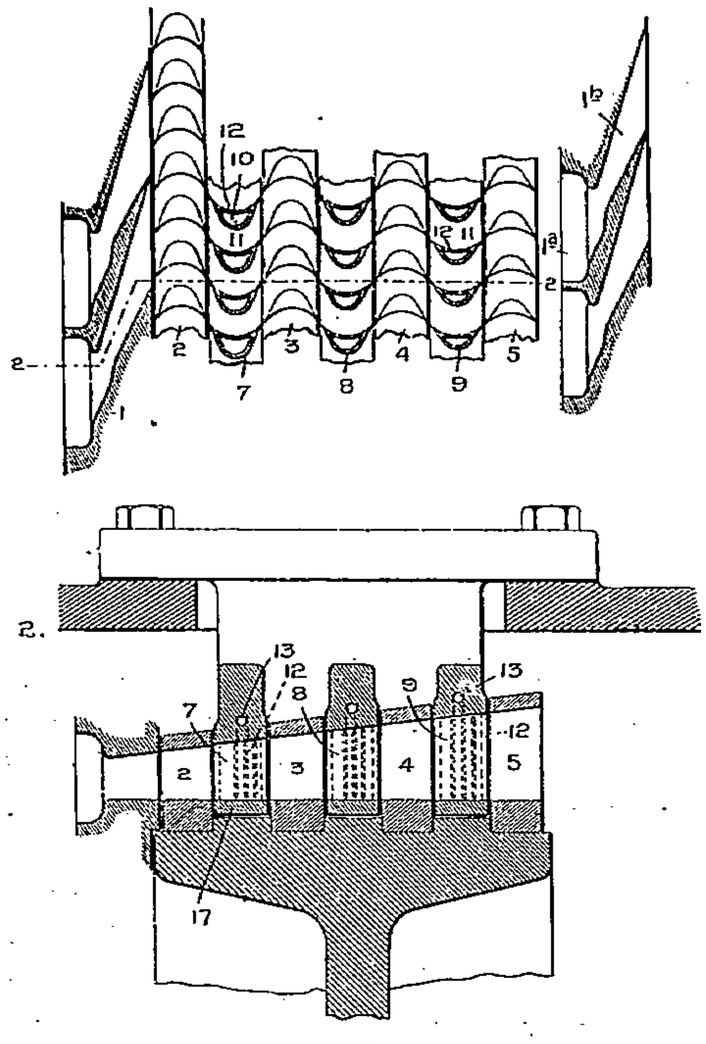


Fig. 46 et 47. — Turbine *Dodge*.

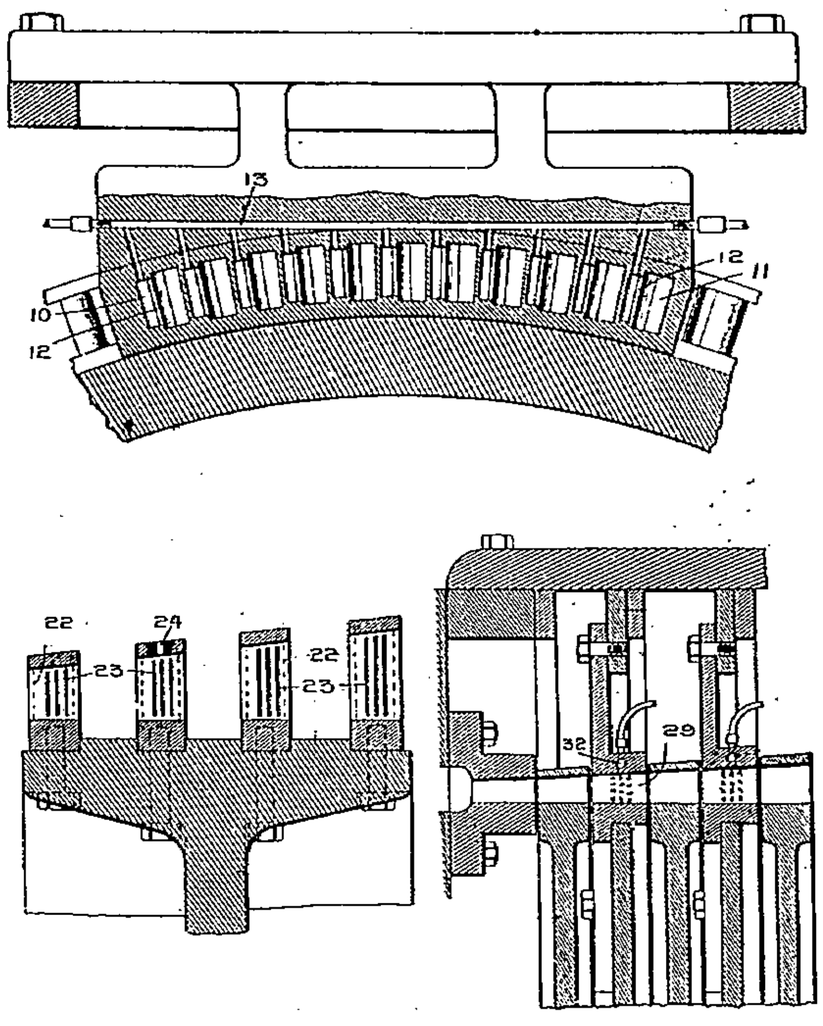


Fig. 48 à 50.

des aubes fixes sont reliées à l'évacuation de l'eau par 32. — **Dodge** (*Brevet américain 742842 de 1903*). Réglage. Dans les turbines à vapeur, la prise de vapeur est toujours en charge et non pas, comme dans les moteurs à pistons, équilibrée une fois par course pendant cette admission. Pour donner au régulateur l'énergie suffisante à vaincre rapidement cette résistance, on ajoute aux masses centrifuges 4 et 5 (fig. 51) un volant d'inertie 30, fou sur le manchon 3, et que les

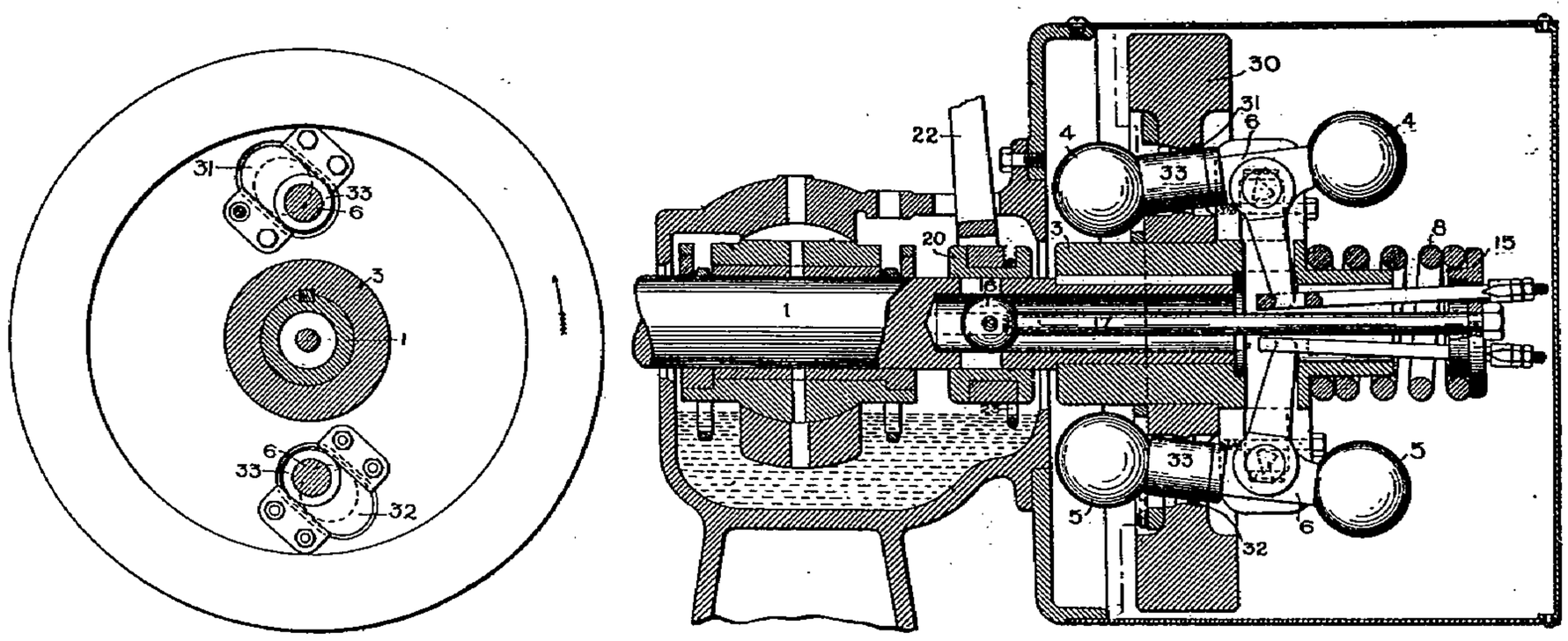


Fig. 51. — Turbine *Dodge*. Réglage.

bras 6 de ces masses entraînent par leurs galets 33, passés dans les rainures 31 et 32 de 30, diamétralement opposées et inclinées à 45° sur ce diamètre. Le régulateur tournant dans le sens de la flèche, si la turbine ralentit, le volant 30, gagnant de vitesse sur 3, fait, par ses rainures, passer les bras 6 de leur position pointillée vers la position en traits pleins, qui est celle du repos, de

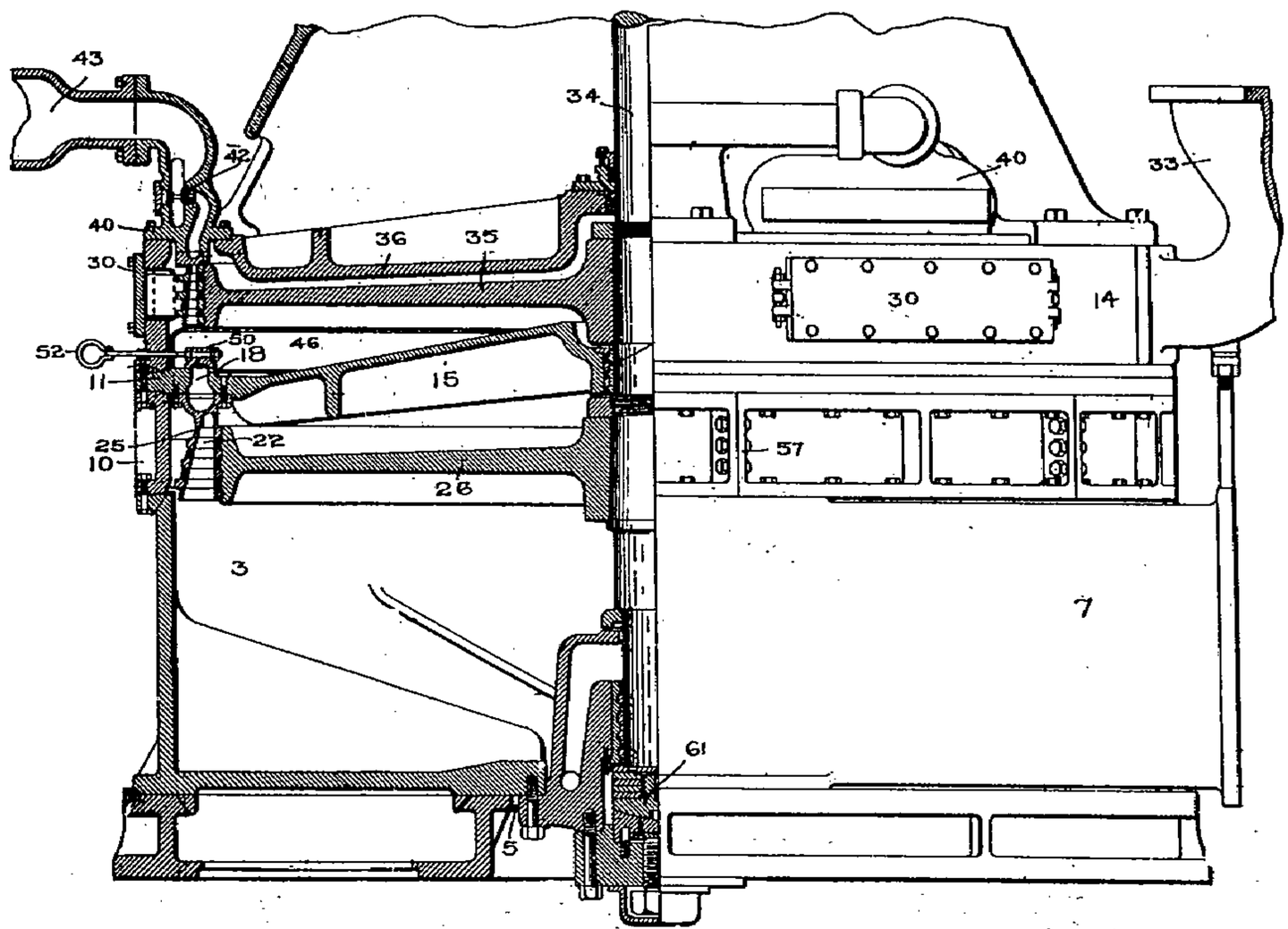


Fig. 52. — Turbine *Emmet*. Élévation-coupe.

manière à rapprocher les galets 33 de l'axe 3 et à permettre au ressort 8 de tirer à droite, par 17, 16, 19 et 20, le levier 22 de la prise de vapeur et à l'ouvrir plus en grand. Les bras 6 sont montés sur couteaux et attaquent les ressorts 8 par des tirants aussi sur couteaux, pendant que l'articulation 19 permet à l'appui du ressort en 15 un certain jeu. Le graissage du collet 20 se fait par l'anneau 23. Des essais sur une turbine dont l'axe 1 faisait 650 tours par minute ont montré que ce

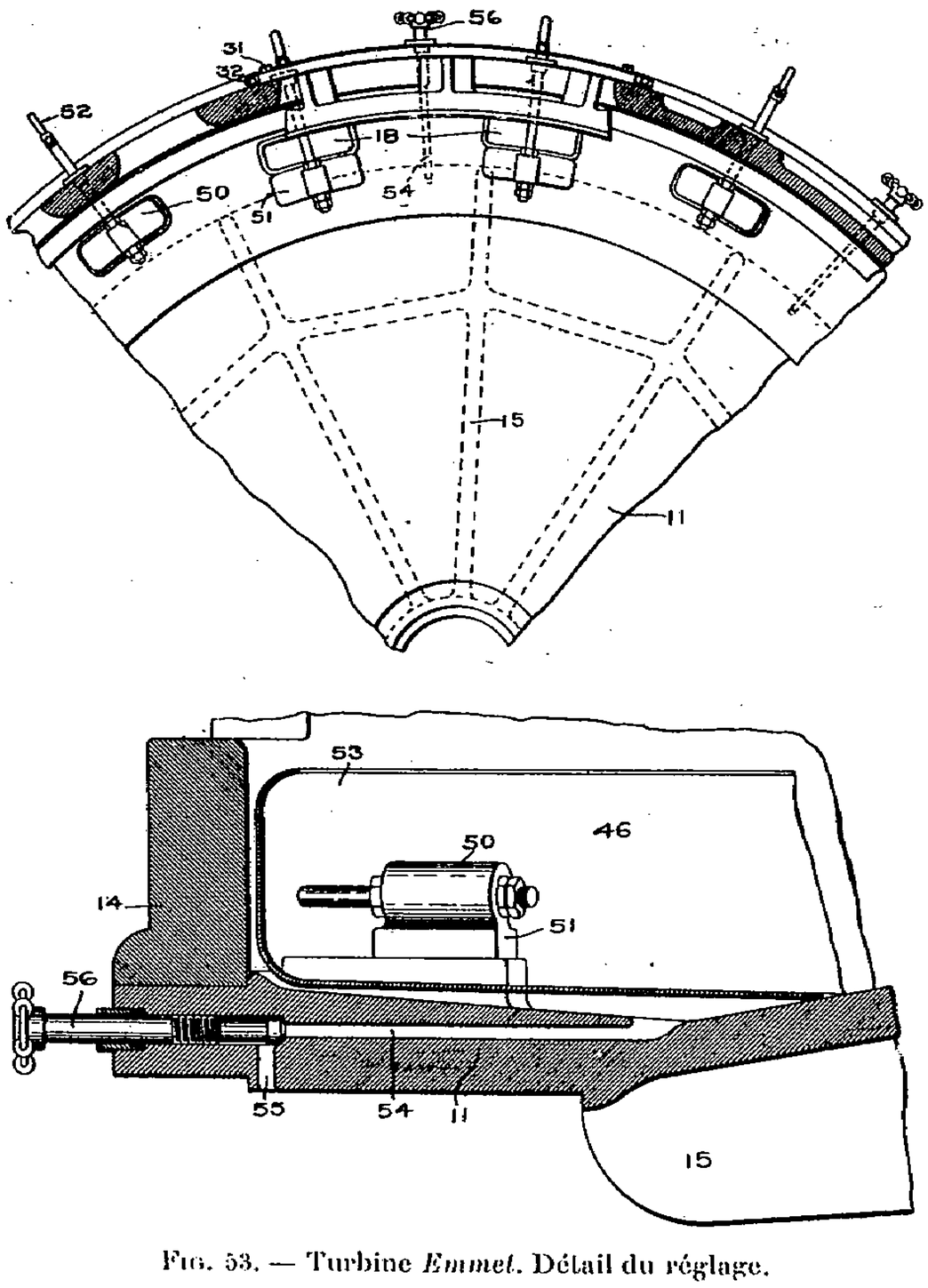


Fig. 53. — Turbine *Emmet*. Détail du réglage.

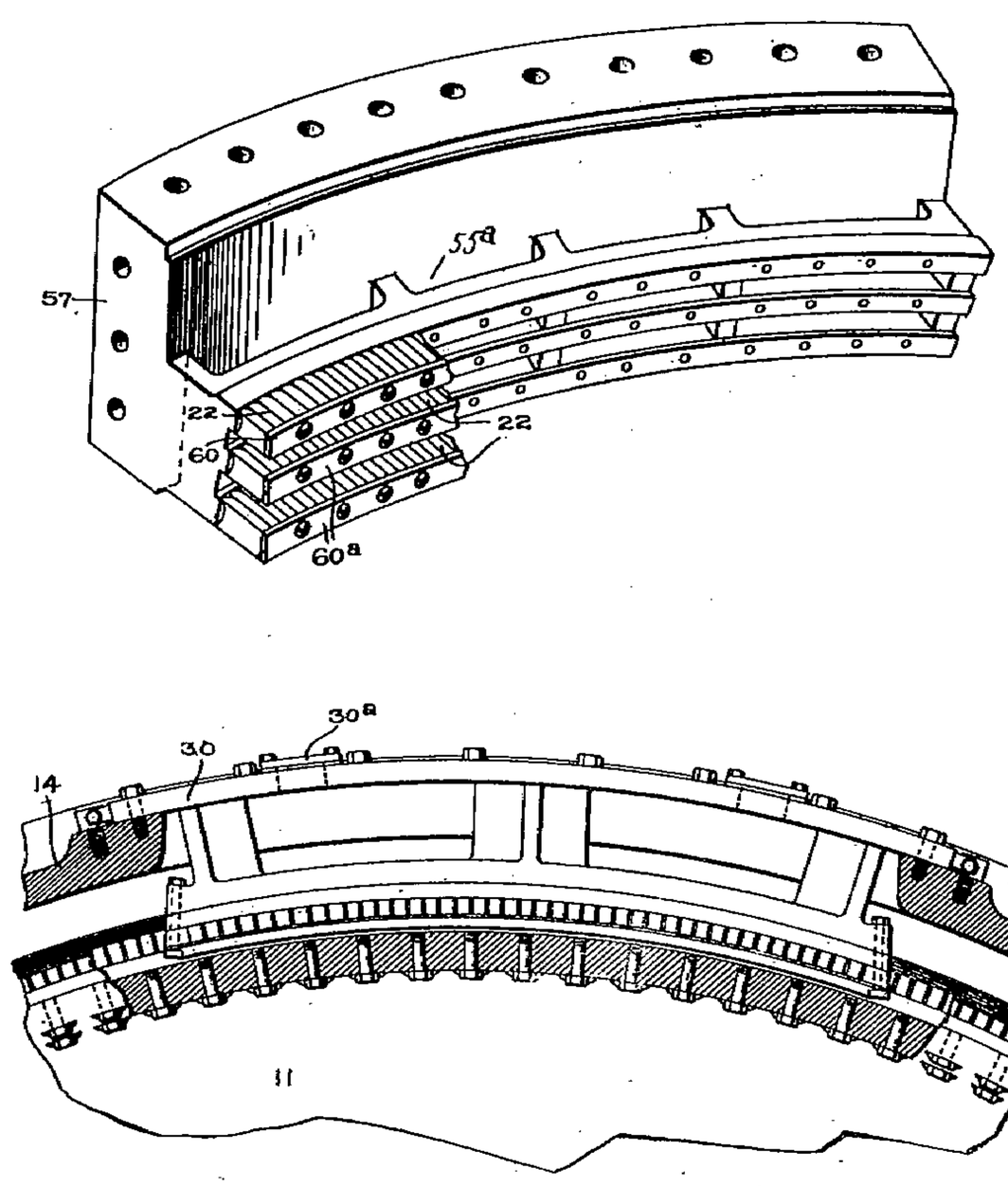


Fig. 54 et 54 *bis*. — Turbine *Emmet*. Détail des aubes.

régulateur pouvait maintenir la vitesse à 1,5 p. 100 près. — **Emmet.** (*Brevet américain 746938 de 1903*). La vapeur admise par 43 (fig. 52) traverse successivement les aubages 30 et 22 des roues 35 et 26, séparées par un diagramme 15, et dont l'arbre 34 peut se retirer en enlevant le couvercle 36 ; la crapaudine 61 peut se retirer par le trou 5 ; la vapeur s'échappe de 26, par 3 et 7, au condenseur. Les regards 30 de la chambre 14-46 permettent d'accéder à la roue 35. Le diaphragme 11 est (fig. 55) percé d'ouvertures 18, au droit des directrices 68-71 ; de là, la vapeur traverse alterna-

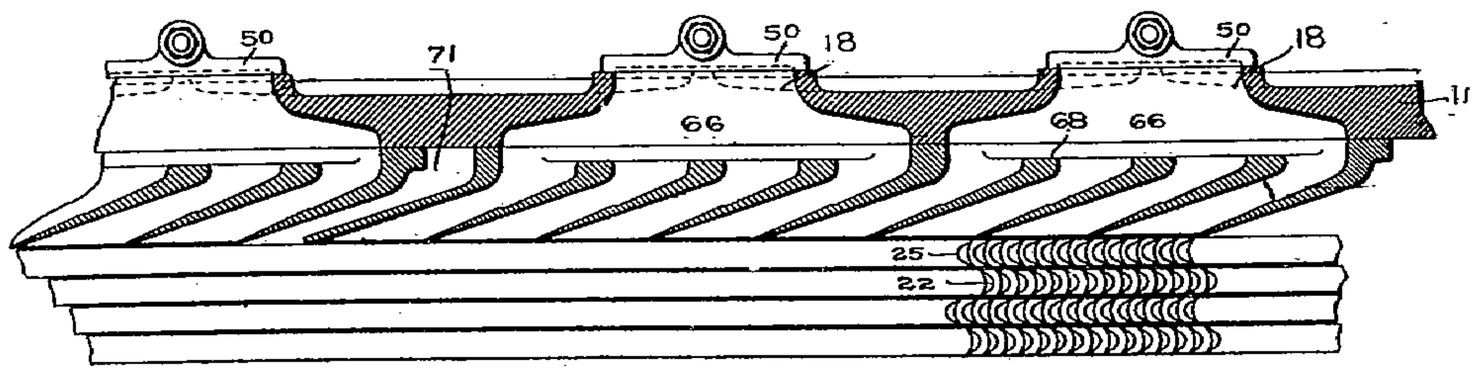


Fig. 55. — Turbine *Emmet*. Détail du réglage.

tivement les aubes mobiles 25 de la roue 26 et les fixes 22 attachées (fig. 54) aux segments 57-55, faciles à enlever comme les blocs 30 (fig. 52 et 54 *bis*) des directrices de la roue 35. Quand on veut marcher sans condensation, l'échappement se fait par 33. Le vannage 50 des ouvertures 18 est (fig. 53 et 55) commandé par des vannettes 51, à tiges 52 réglables de l'intérieur ; chacune de ces vannettes commande une ouverture 18, à chambre 66, donnant sur 4 canaux directeurs. L'eau condensée dans la chambre 46 peut (fig. 53) s'évacuer par 54-55 quand on ouvre 55 par les

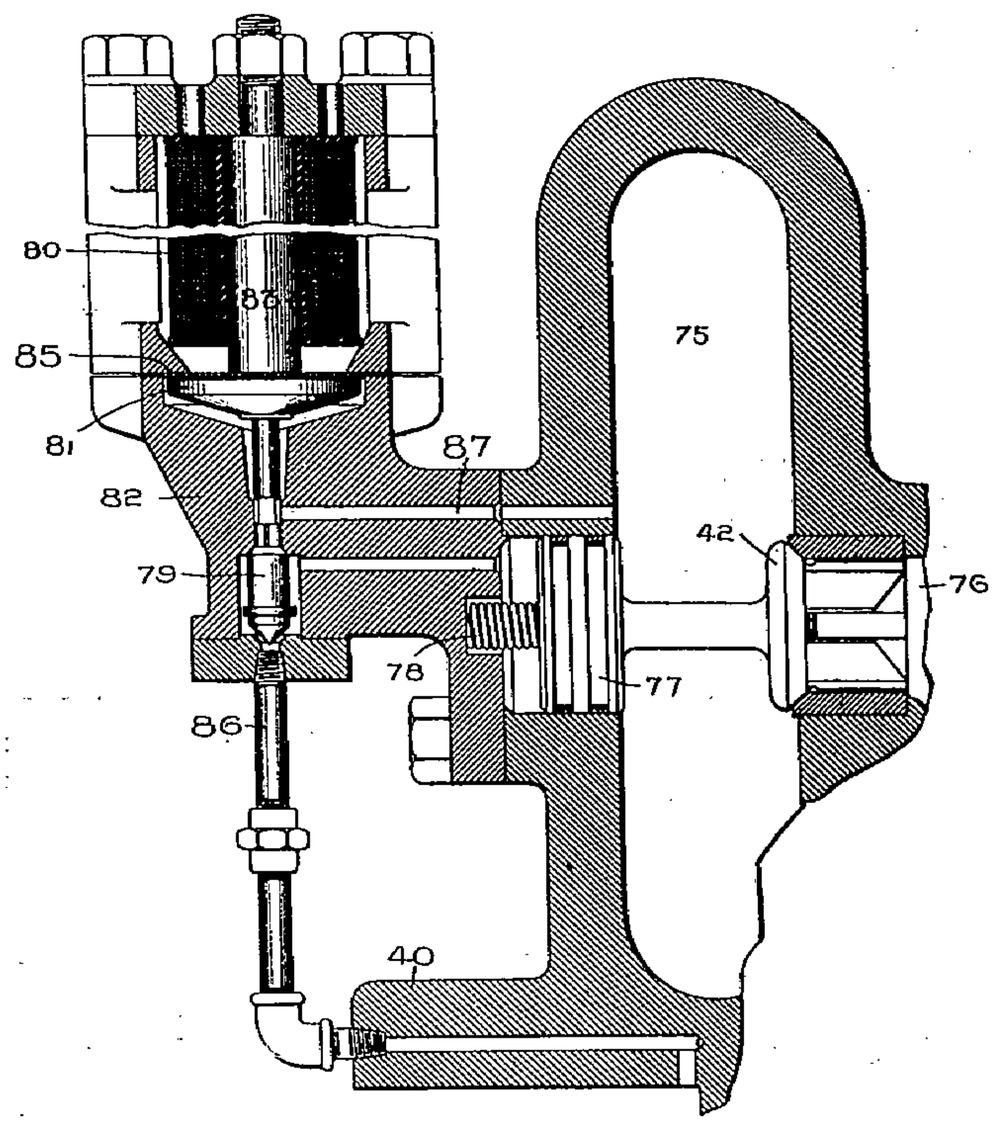


Fig. 56. — Turbine *Emmet*.
Détail de la prise de vapeur.

bouchons 56 ; l'eau projetée par la force centrifuge de la première roue 35 passe entre la paroi 14 et le déflecteur 53, qui l'amène en 54. L'admission de la vapeur de 43 (fig. 52) en 35 est (fig. 56) contrôlée par des valves 42, menant aux directrices ; quand l'électro-aimant 80 lâche son armature 81, attirée par 83 au travers du diaphragme de bronze 85, 79 tombe, ferme l'échappement 86, et ouvre 87, par où la vapeur de 87 passe derrière le piston 77, et, aidée du ressort 78, ferme la soupape 42-76. Construite par la *General Electric C°*.

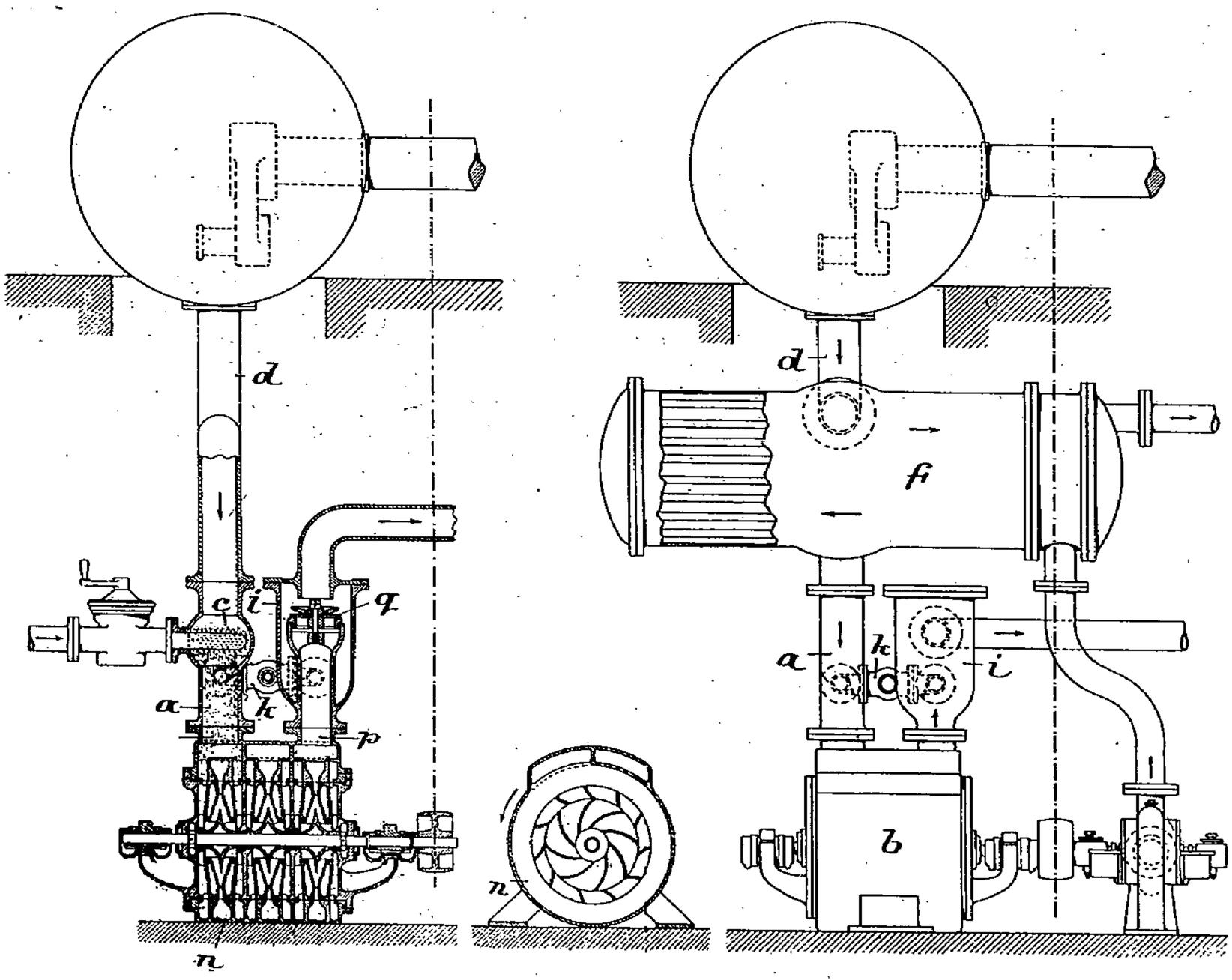


Fig. 57 et 58. — Condenseur *Reuter*.

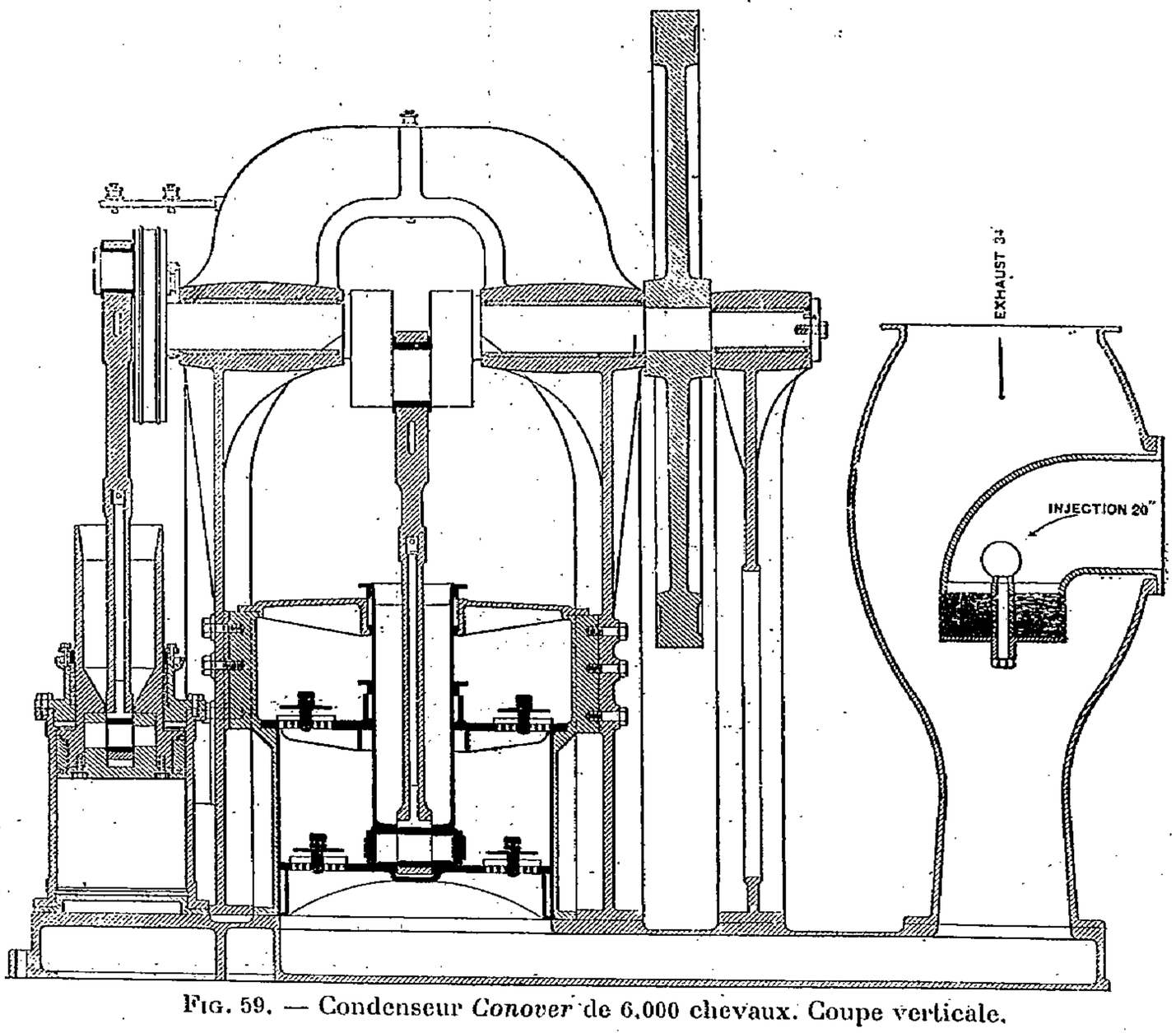


Fig. 59. — Condenseur *Conover* de 6.000 chevaux. Coupe verticale.

CONDENSEURS Reuter, Winterthur (*Brevet anglais 12650 de 1903*). La vapeur d'échappement, qui s'évacue du cylindre du moteur par *d*, passe (fig. 57) au condenseur à jet *c* ou (fig. 58) à surface *f*, puis l'eau condensée et l'air passent, de *a* en *p*, au travers des pompes centrifuges en série *n*, qui

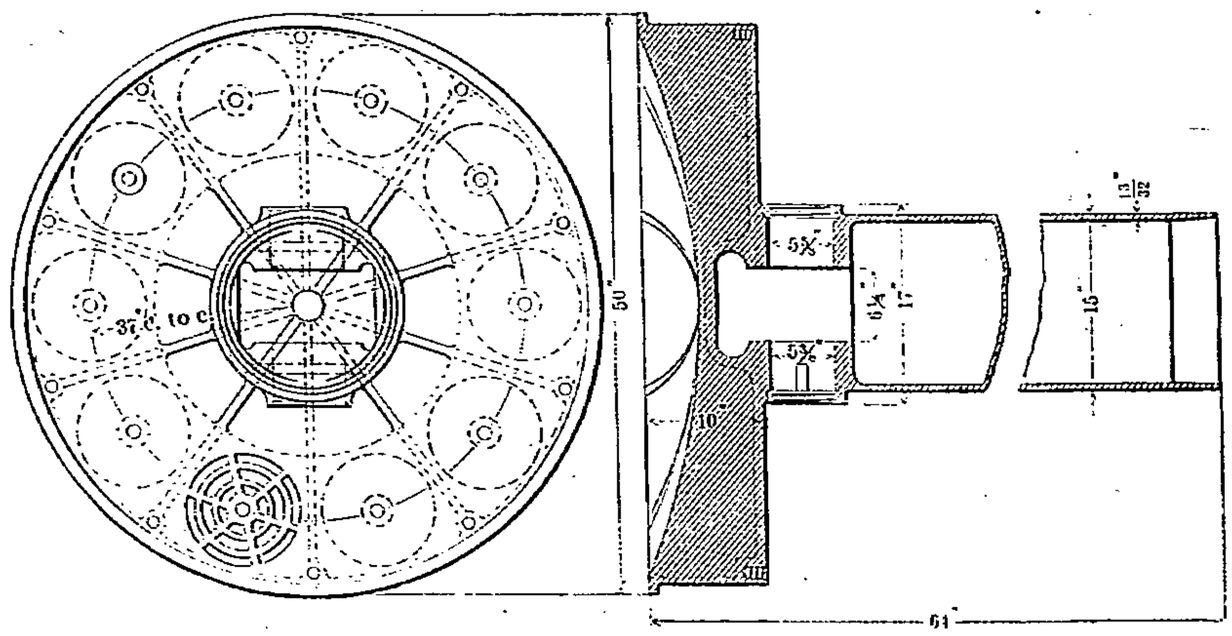


Fig. 60. — Condenseur *Conover*. Détail du piston.

les refoulent par *q*. Au départ, l'eau d'injection est aspirée par celle du réservoir *i*, mise en communication avec *a* par *k*, que l'on ferme ensuite. La disposition des pompes centrifuges en série empêche une compression trop rapide de l'air mélangé à l'eau de condensation — **Conover**, de 6.000 chevaux

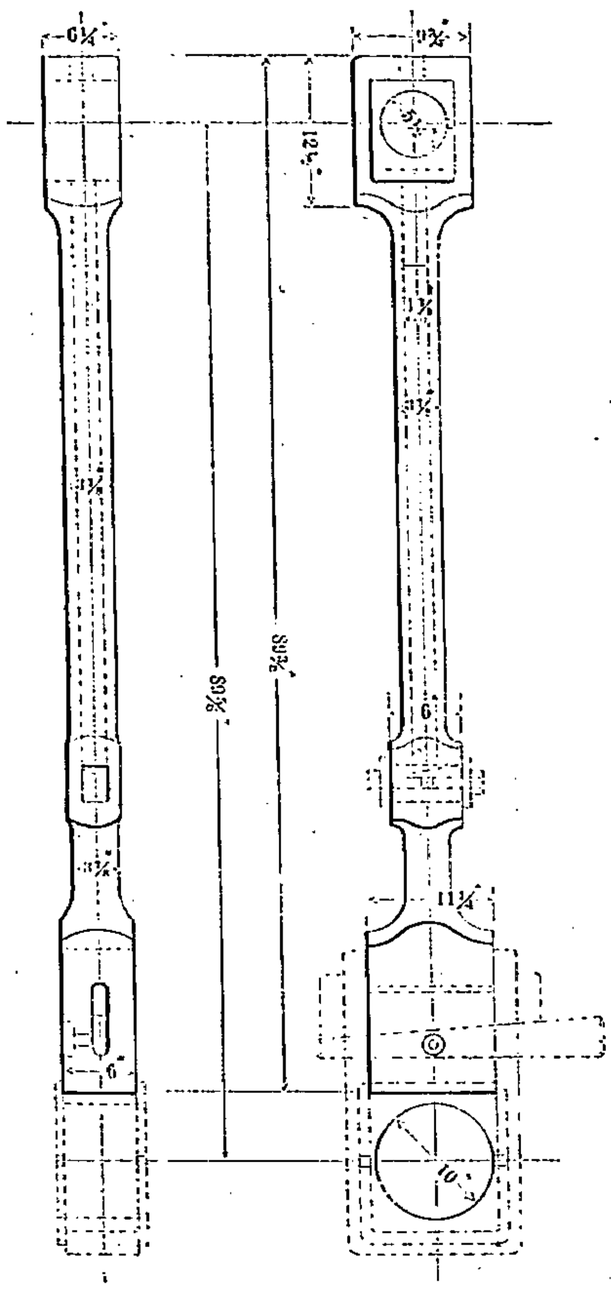


Fig. 61. — Condenseur *Conover*. Détail de la bielle.

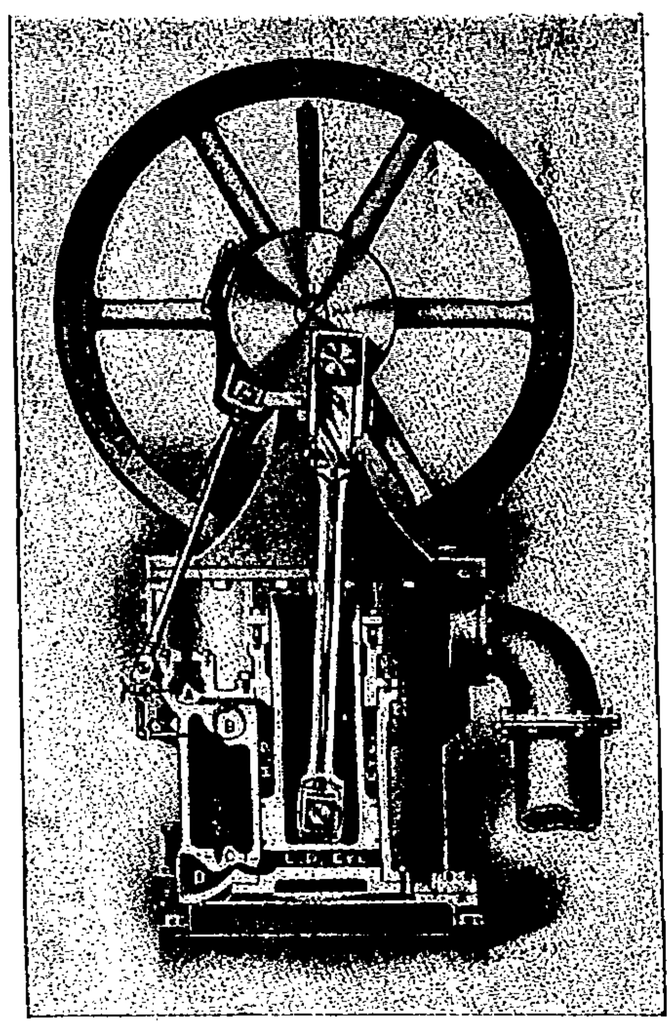


Fig. 62. — Moteur du condenseur *Conover*.

(*Power, septembre, p. 476*). La vapeur arrive à droite de la fig. 59 par un tuyau de 860 millimètres de diamètre et l'eau de condensation par un tuyau de 500, terminé par une pomme d'arrosage en plusieurs disques superposés laissant l'eau s'échapper en lames circulaires ; la pompe à air,

à simple effet, a 1 m. 27 × 460 de course ; son piston en bronze et son fourreau pèsent 635 kilog. ; le piston porte (fig. 60) 10 clapets de 265 centimètres carrés chacun, il est relié par un axe de 143 millimètres de diamètre à la bielle creuse (fig. 61) et dans laquelle se trouve une tige permettant de rattraper de l'extérieur, par un coin, le serrage de cet axe. Le condenseur est commandé par une machine à vapeur verticale compound (fig. 62) à pistons différentiels de 400 et 610 millimètres

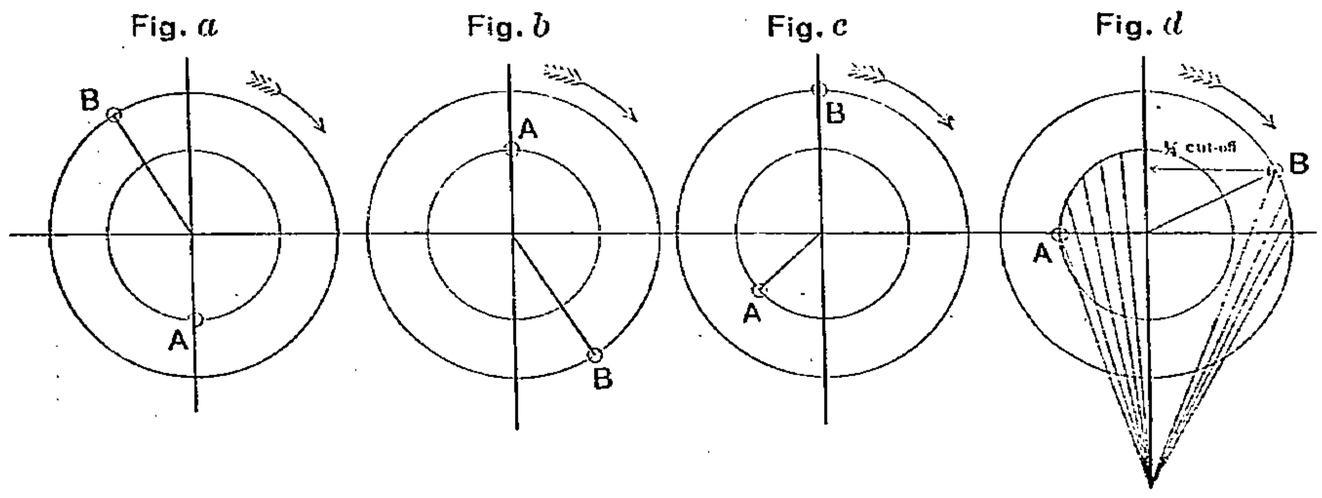


Fig. 63. — Commande du condenseur *Conover*.

de diamètre ; rapport des sections 1,641, avec distribution Corliss et manivelle B (fig. 63) à 210° de celle A de la pompe à air. En *a* (fig. 63) le volant entraîne A qui, au fond de sa course, ne présente que peu de résistance, jusqu'à la position *b* ; de *c* en *d*, la pompe accomplit sa course la plus résistante ; en *d*, commence la détente dans la machine à vapeur, le bras de levier de A décroît pendant

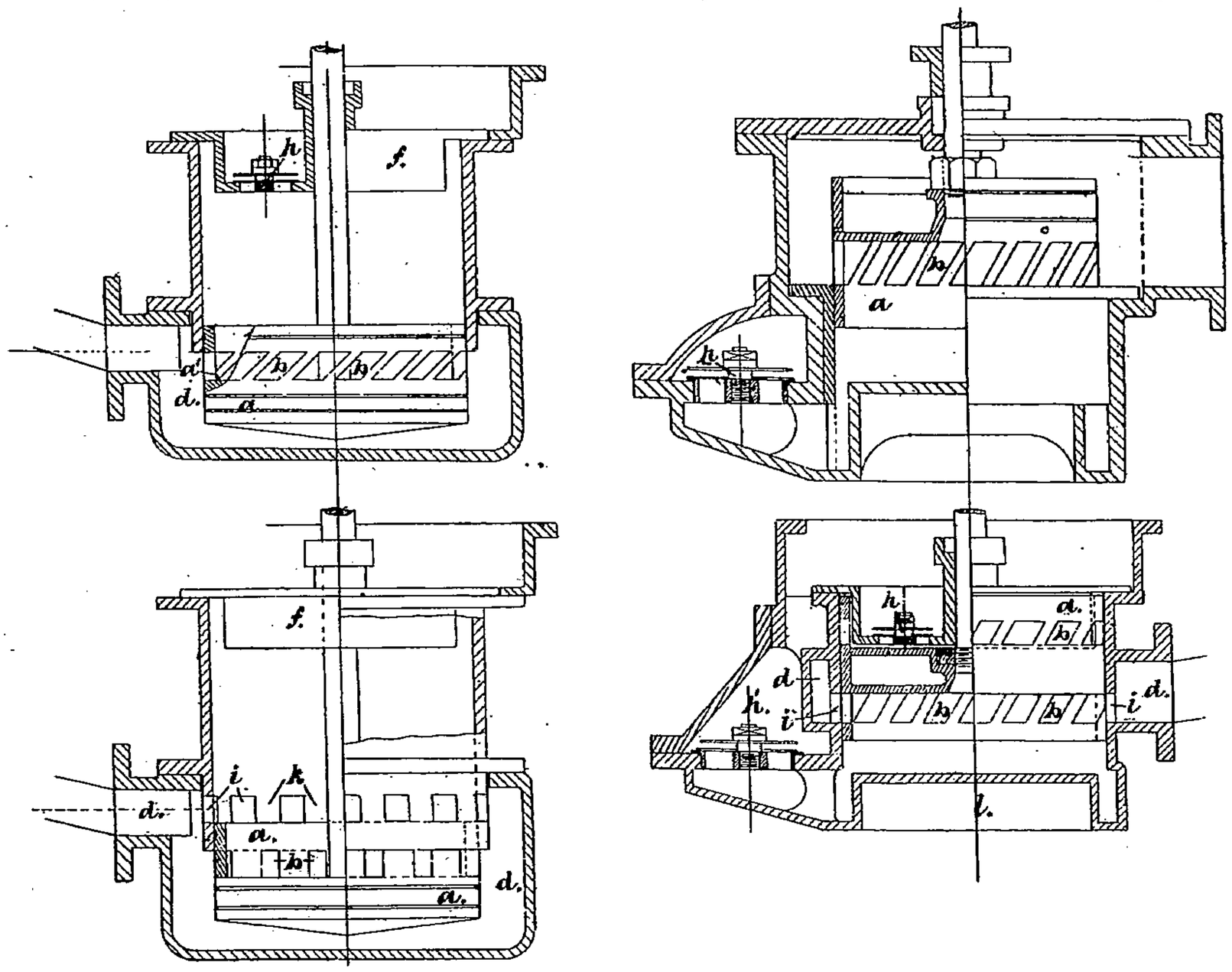


Fig. 64 à 67. — Pompe à air *Herriot*.

que celui de B augmente ; le volant a 3 mètres de diamètre et pèse 6 tonnes ; poids total 34 tonnes.

Pompe à air Herriot, 20, Brereton avenue, Liverpool (*Brevet anglais 24376 de 1902*). Pompe à eau genre Edwards. En fig. 64 au bas de sa course, la vapeur et l'eau condensée entrent sur le piston *r* par *d* et ses ouvertures *bbb*, puis sont, à la montée, refoulée par *h*, le fond *a'* de *a* venant presque au contact de *f*. En fig. 65, l'air et la vapeur entrent d'abord sur *a* par les trous *i* du corps de

pompe, puis l'eau par ceux *b* de *a*; ces ouvertures sont au droit des pleins *k* entre *i*. En fig. 66 l'admission de l'air et de la vapeur se fait par le haut de la pompe et le refoulement par le bas, en *h*, et la fig. 67 représente l'application du système à une pompe à air à double effet avec aspiration par *d* et *i*. — **Edwards et Thomson**, 3, Crown Court, Londres (*Brevet anglais 2510 de 1903*). Du type sans clapets de pied (*Revue de Mécanique, janvier 1897 et novembre 1900, p. 923 et 681*), disposées de manière à pouvoir marcher à grand rendement avec une faible vitesse et commandées directement par un moteur *aa* (fig. 68). Le piston est évasé en *f* de manière à retenir un volume d'eau considérable, qui vient s'appliquer sur le fond supérieur du cylindre et s'évacuer en partie par les clapets *h*; *f* communique par des trous *k* avec les gorges *i* du piston reliées entre elles par des canaux verticaux *l*, et qui constituent ainsi une garniture étanche à faible frottement; en fig. 70 les trous *k* sont remplacés par un simple biseau de *f*. — **Jennings et Thwaites**, Vulcan Iron Works, Bradford (*Brevet anglais 1182 de 1903*). Avec (fig. 71) lumières B ou canaux C mettant le

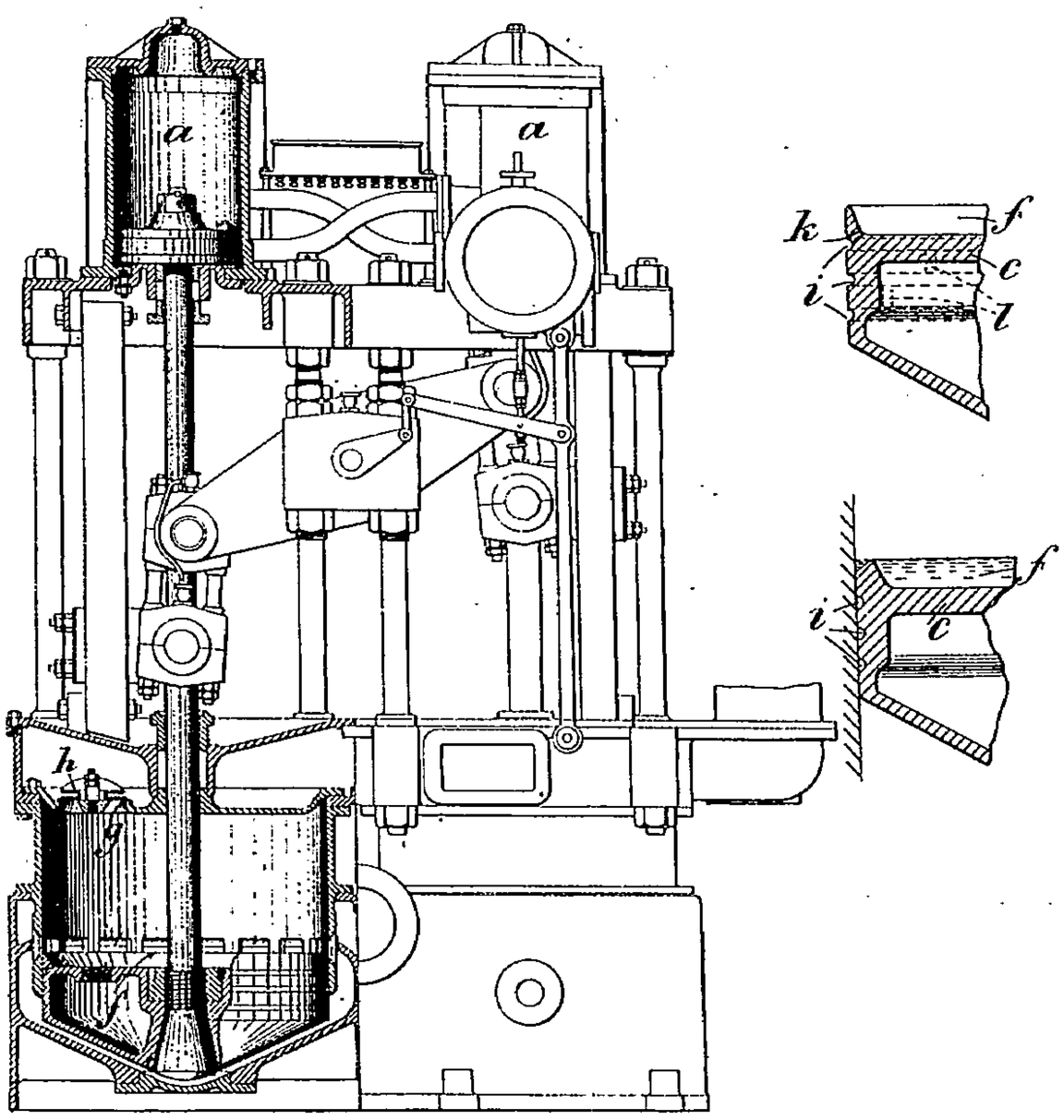
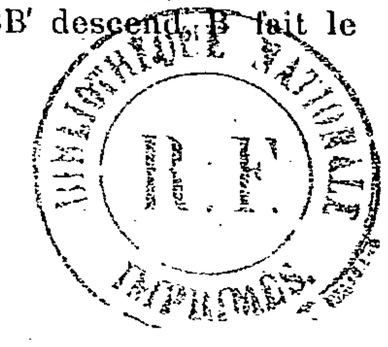


Fig. 68 à 70. — Pompe à air *Edwards et Thomson*.

haut et le bas du piston en communication aux fonds de course de manière à y réduire la résistance de ce piston, ce qui facilite leur commande par un moteur direct à détente. — **Franklin**, Hazelmere, Gordon Road, Shoreham (*The Engineer, 23 octobre, 406*). Avec clapet annulaire A (fig. 72), sur siège F, pour le refoulement, piston C, avec clapet B sur siège E pour l'aspiration. Diamètre 310 millimètres. Fonctionne sans choc à 350 tonnes avec un vide de 685 millimètres. — **Clapets Downie**, 19, Oldhall St., Liverpool (*Engineering, 2 octobre, p. 467*). Constitué (fig. 73) par une rondelle de métal blanc étampée, comprise entre la garde et le siège, avec longue portée sur sa tige; très léger; l'eau retenue dans son creux fait matelas entre la garde et le clapet; s'use peu, et supporte facilement les plus hautes températures.

Condenseur Worthington (*Brevet anglais 17498 de 1902*). Du type atmosphérique à injection. La vapeur arrive, de la machine, par C (fig. 75) dans la colonne B, et descend dans le cône de condensation A et la colonne barométrique H, qui plonge librement dans la bâche I. L'eau d'injection est fournie au cône A par le tuyau D et la pompe E, et l'air est aspiré par la pompe G au travers du refroidisseur tubulaire F et de la pompe 13, placée sous le cône A, avec déflecteur empêchant l'entrée de l'eau en 12. L'eau entraînée dans le refroidisseur F est drainée par le tube L et celle de la colonne B par la pompe K. La colonne H se règle par les vis 14. — **Paxman et King**, Colchester (*Brevet anglais 9096 de 1903*). Pompe à air à double effet (fig. 76. Quand BB' descend, B' fait le



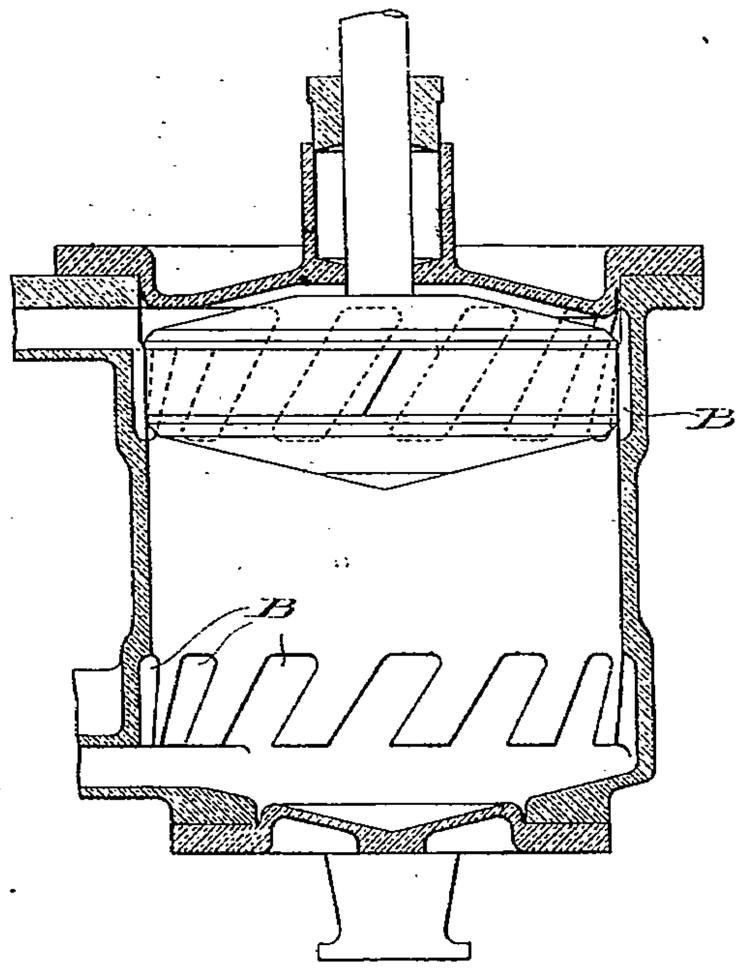


Fig. 71. — Pompe à air *Jennings et Thwaites.*

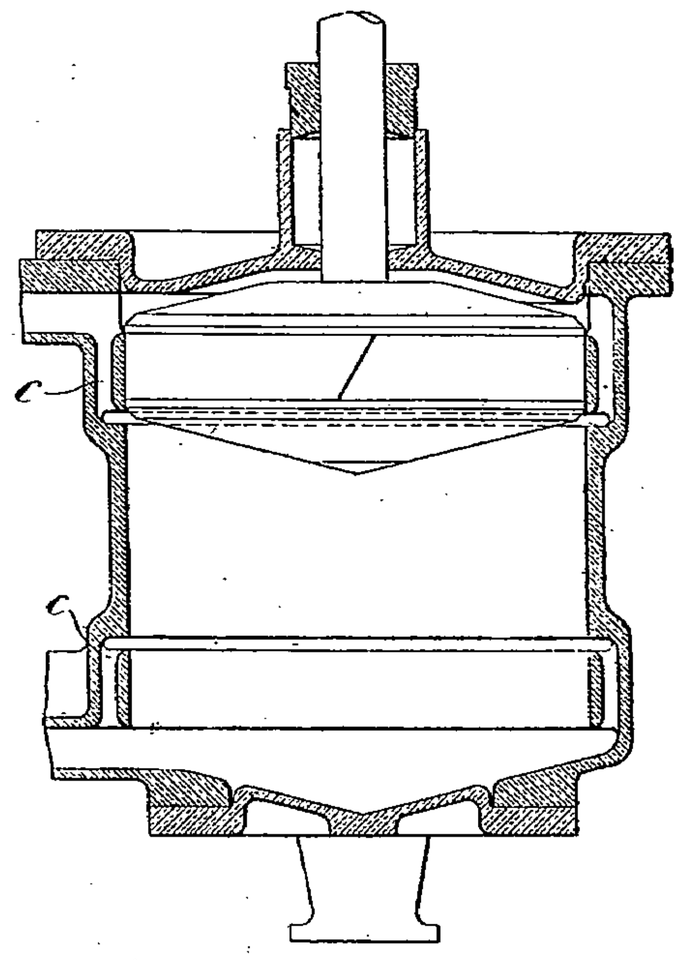


Fig. 72. — Pompe à air *Jennings et Thwaites.*

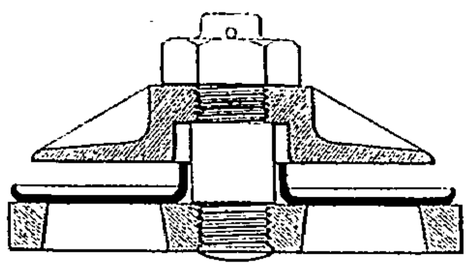


Fig. 74. — Clapet *Downie.*

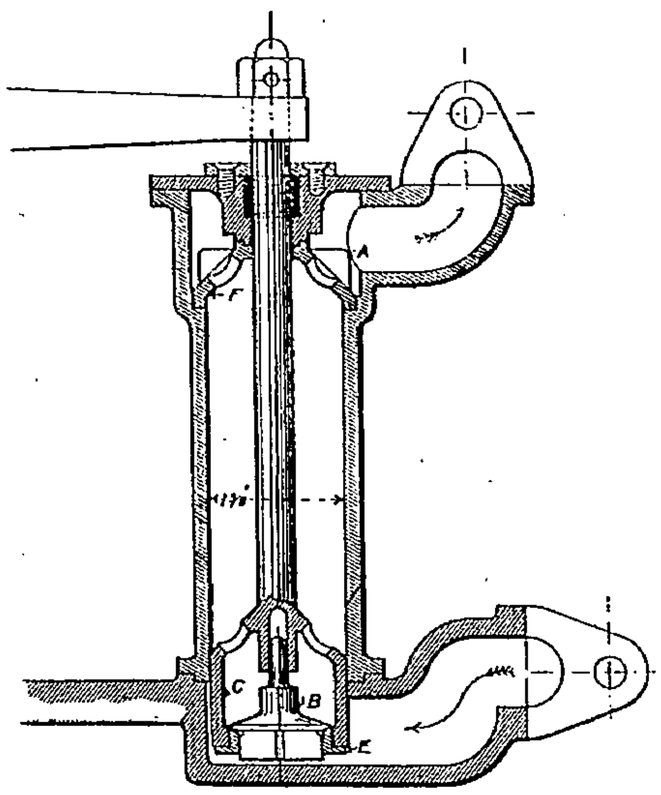


Fig. 73. — Pompe à air *Franklin.*

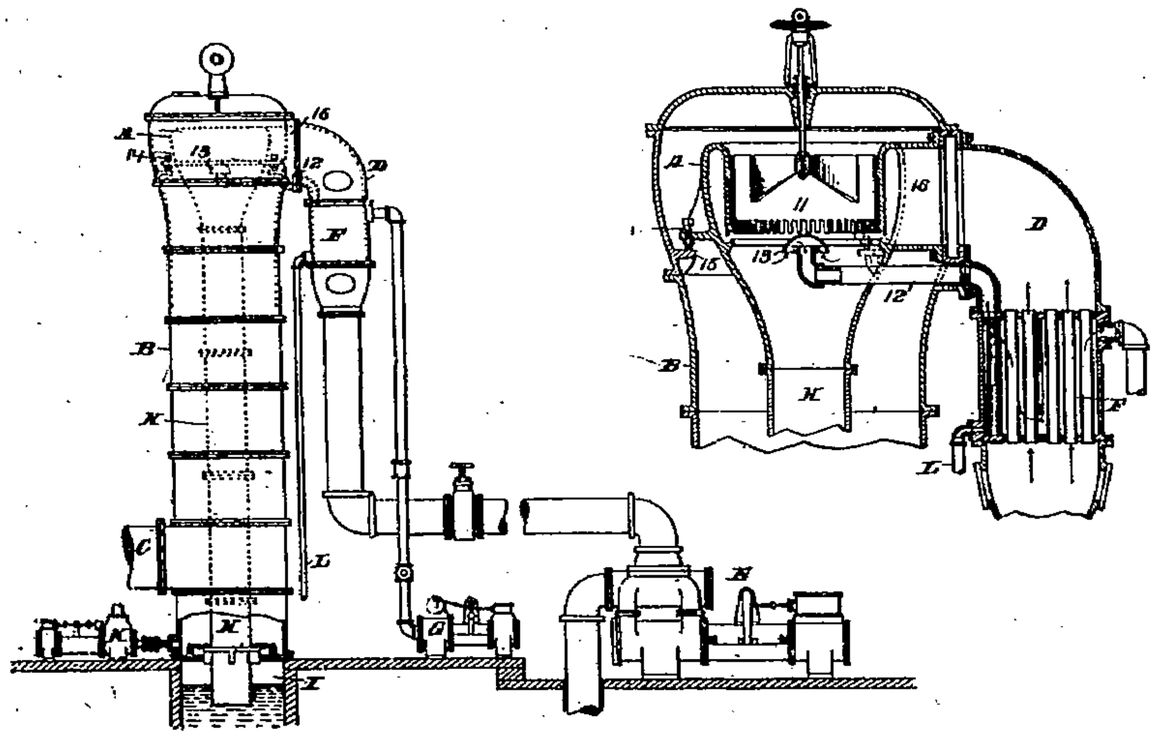


Fig. 75. — Condenseur *Worthington.*

vide dans le haut de la pompe où la vapeur et l'air arrivent par D, jusqu'à ce que le bord supérieur de B découvre la lumière *e*, par où l'eau et la vapeur de la chambre d'aspiration E passent au haut de A ; au retour de BB', cette eau et cette vapeur sont comprimées sur le clapet *a*, qui se lève dès que la pression atmosphérique est atteinte et laisse le refoulement s'effectuer par G*g*. La même opération

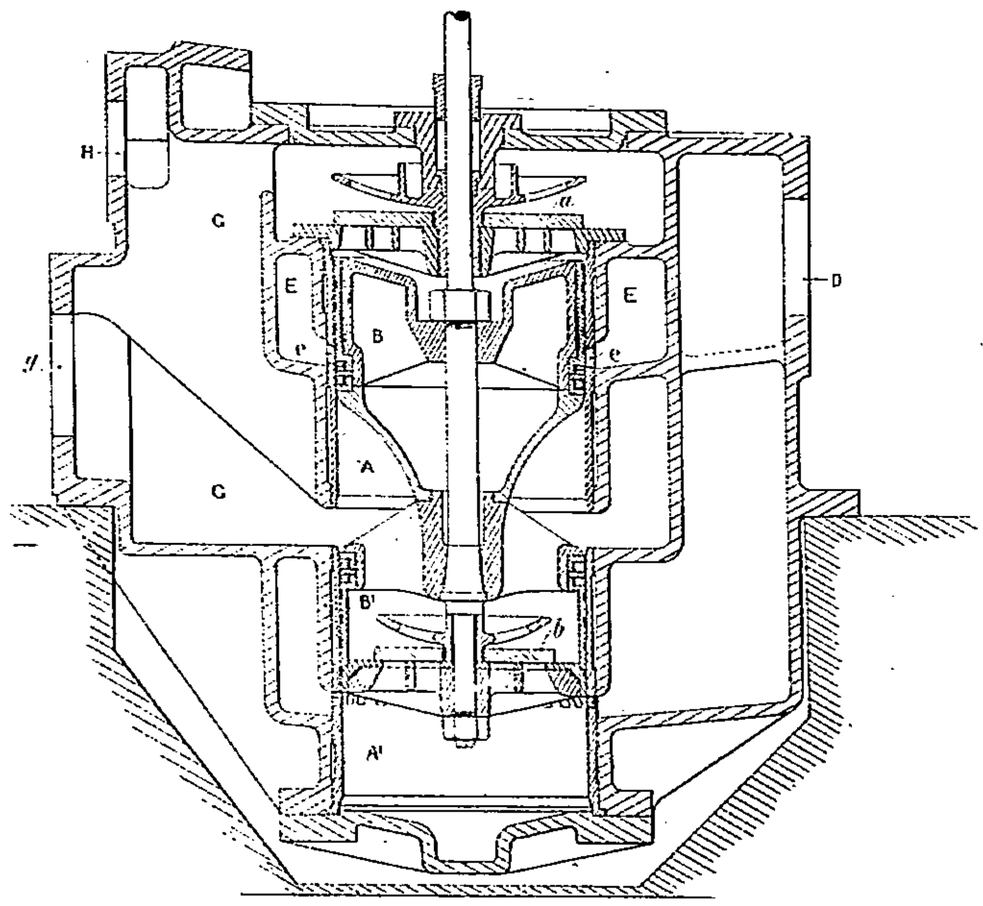


Fig. 76. — Condenseur *Paxman et King*.

s'effectue par B', mais en sens inverse, le bas de A' étant déjà plein de vapeur et d'eau au commencement de la descente et expulsées par *b*. L'air s'évacue par H.

Condenseur Alberger (*Brevet américain 731832 de 1903*). Perfectionnement au type décrit dans la

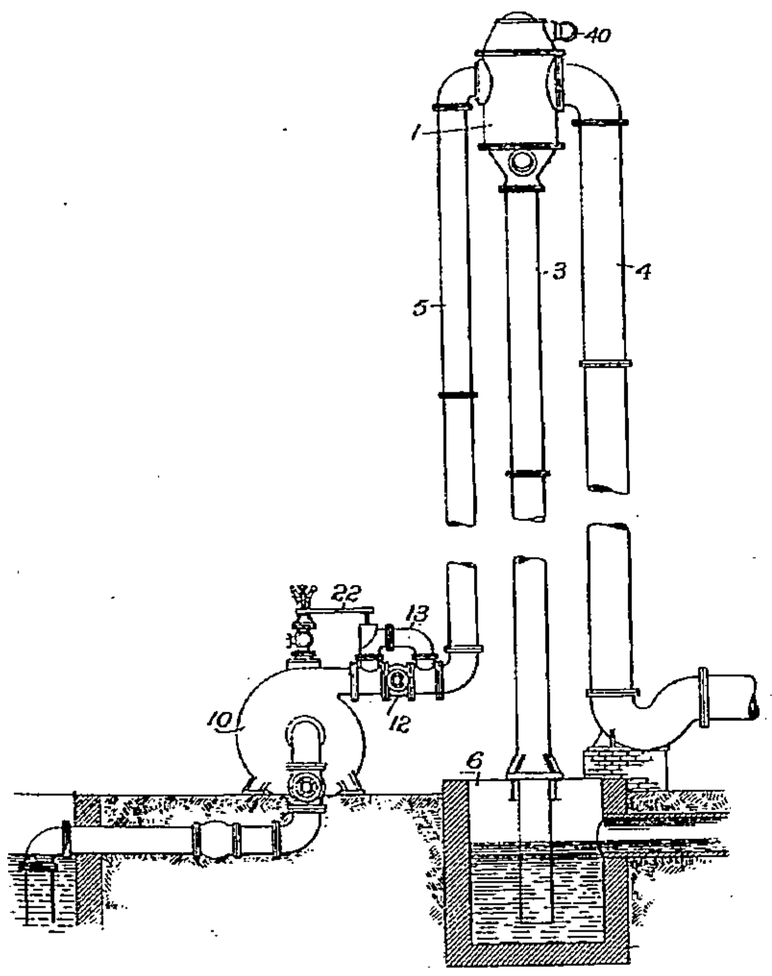


Fig. 77. — Condenseur *Alberger*.

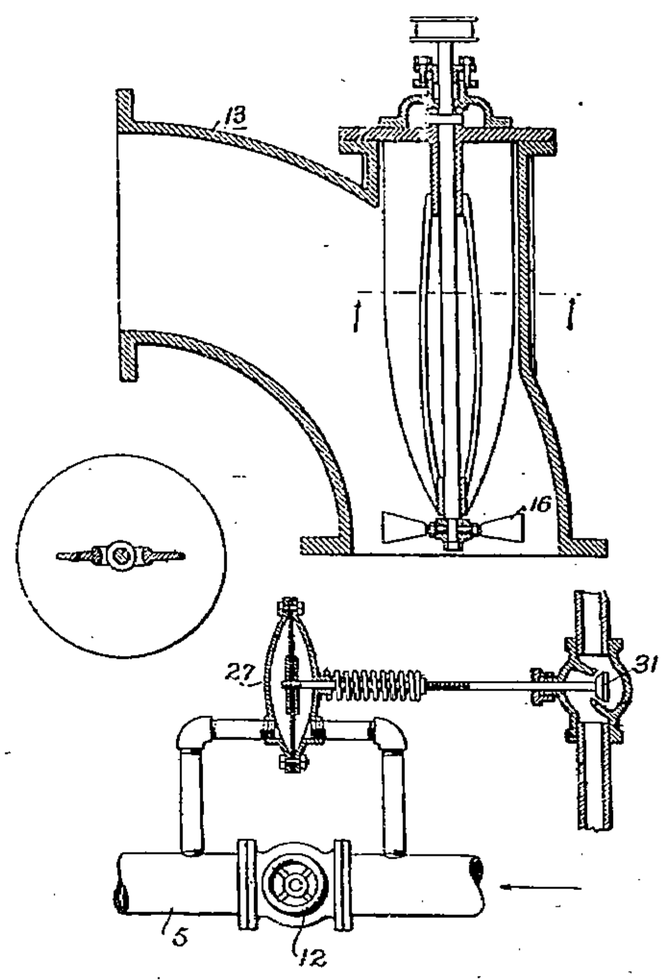


Fig. 78. — Condenseur *Alberger*.

Revue de Mécanique d'avril 1903, p. 383, et au *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale de juillet 1903, p. 108*. La chambre de condensation est en 1 (fig. 69) avec sa colonne barométrique 3, plongeant dans la bâche 6, et où la vapeur à condenser arrive par 4. L'eau

d'injection arrive par le tuyau 5, partie aspirée par le vide du condenseur et partie refoulée par la pompe centrifuge 10, aidée de ce vide; on peut y ajouter, en 40, le branchement d'une pompe à air sèche. L'eau refoulée par 10 traverse une dérivation 13 en passant sur une hélice 16, qu'elle fait tourner, et qui, par la courroie 22, commande le régulateur de moteur de la pompe, dont le débit reste ainsi sensiblement constant malgré les variations du vide dans le condenseur; car, si ce vide augmente, par exemple, et fait momentanément croître ce débit, le régulateur ralentit la pompe, et vice versa. En fig. 78 (au bas), c'est la différence des pressions de chaque côté de la valve 12, fonction du débit, qui agit par le diaphragme 26 sur la prise de vapeur 31 du moteur de la pompe. — **Tomlinson** (*Power, août, p. 412*). Du type décrit dans la *Revue de Mécanique de juillet 1903, p. 76*, appliqué aux machines de 8.000 chevaux de la station électrique des tramways de Manhattam, New-York. Chacun des cylindres de basse pression des machines horizontales-verticales accouplées est pourvu d'un condenseur de ce type avec (fig. 79) tube atmosphérique allant du bas de la poire à la bâche de décharge. L'eau d'injection arrive par le tuyau de 355 de diamètre indiqué à gauche de la fig. 79; la pompe à air sec aspire l'air, avec très peu de vapeur, par le petit tuyau de 100 millimètres vu à gauche de la figure, dans l'espace annulaire de la cloche d'injection, et le refoule au bas de la

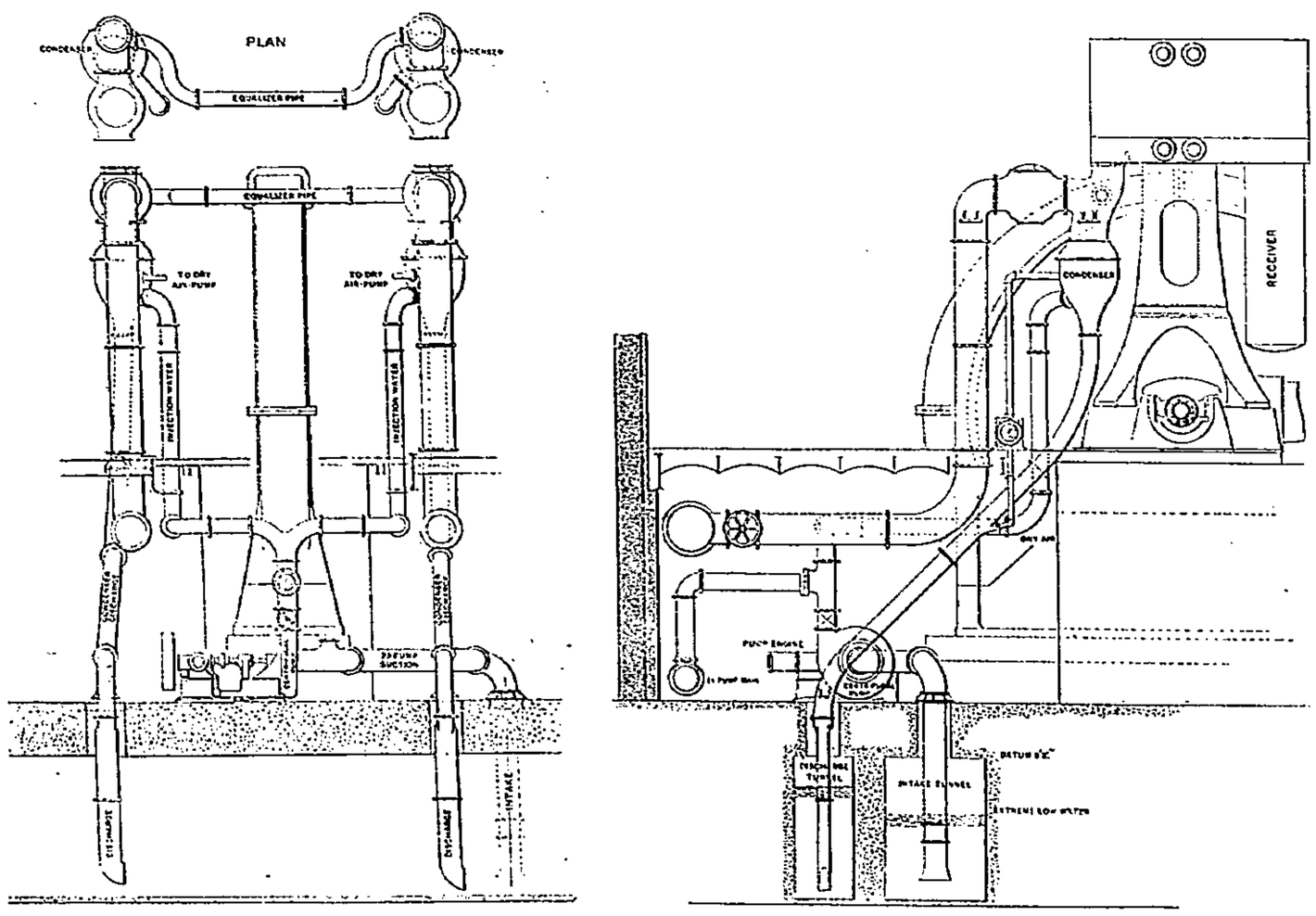


Fig. 79. — Condenseur *Tomlinson*.

colonne barométrique, au travers d'un diffuseur, en bulles assez petites pour être entraînées par la colonne d'eau descendante et dans un vide qui réduit considérablement le travail de cette pompe, laquelle n'a plus à comprimer cet air jusqu'à la pression atmosphérique; cette pompe est du type rotatif, de 360 de diamètre × 530. L'eau de circulation est fournie aux deux condenseurs de chaque paire de machines par une pompe centrifuge commandée par un moteur à cylindre de 360 × 360, échappant dans le réservoir intermédiaire de l'une des grandes machines; débit normal 27.000 mètres cubes en 24 heures, mais sous une charge si faible que la puissance absorbée n'est que de 70 chevaux; en y ajoutant les 6 chevaux de la pompe à air, cela fait environ 1 p. 100 de la puissance normale des machines. On se propose de régler la vitesse de la pompe d'injection par un thermostat dans la colonne barométrique, plutôt que par le vide, qui peut varier pour des causes autres que le manque d'eau; ce thermostat agirait sur la prise de vapeur de la machine de la pompe. On maintient facilement un vide de 720 millimètres. Les deux condenseurs sont ralliés, en haut, par un tuyau d'équilibre qui en égalise le vide. Construit par la *Cie Allis*, de Milwaukee.

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS *Le Gérant :* Vve Ch. Dunod.

NOTICE BIOGRAPHIQUE SUR R. H. THURSTON

Par **V. Dwelshauvers-Dery** [1].

I

Le 25 octobre dernier, l'illustre professeur Robert Henry Thurston, du Collège Sibley à Ithaque (N. Y.), célébrait son soixante-quatrième anniversaire de naissance. Il attendait les amis invités à cette fête quand soudain il fut frappé de mort par une maladie de cœur. Les soins de sa digne épouse restèrent impuissants à le rappeler à la vie.

Aucun symptôme n'avait fait prévoir cette fin tragique et prématurée. Il était en pleines vigueur et santé. Le 18 octobre, huit jours auparavant, il m'écrivait : *At home we are all well*, chez nous, nous sommes tous bien ; et il m'exposait ses projets en homme qui compte sur bien des années encore. « Depuis mon retour à Ithaque, ajoutait-il, j'ai regagné mon poids normal et je puis faire toute ma besogne courante sans fatigue, pourvu que je n'aille pas au delà. Tout au plus ai-je pu répondre aux demandes de nouvelles éditions de mes grands ouvrages. *Et pourtant j'ai de vastes projets dont je m'occuperai à mes premiers loisirs* ! »

Ce n'est ni sa famille, ni l'École d'Ithaque seulement que cet événement fatal a douloureusement frappés, c'est tout un monde qui a eu contact avec lui. Car de toute personne qui l'approchait il faisait un ami, tant il était instruit, affable, sincère, franc, honnête, droit et perspicace. Sa conversation, comme sa correspondance était toujours instructive sur quelque sujet qu'elle tombât, car il y présentait toujours des idées originales, fruit de sa propre expérience. C'était un homme complet, philosophe autant qu'ingénieur, classique toujours ouvert au progrès, passant sans effort de la construction des machines à vapeur à la navigation marine ou aérienne, de l'éducation dans les Écoles aux questions les plus élevées de l'économie politique ou sociale, ardent patriote, du reste, dans la plus noble acception de ce mot. Son œuvre littéraire s'étend à tous ces domaines, et, dans chacun, montre une compétence entière, une connaissance parfaite du sujet. Sa carrière l'avait conduit à étudier la vie sur des théâtres divers, et, avec un sens mécanique d'une solidité rare, à analyser, à examiner complètement, à rechercher avec acharnement jusqu'aux moindres détails, et à voir les choses telles qu'elles sont, écartant toute tare, tout voile emprunté aux livres, qui aurait pu rendre son œil indistinct. Aussi avait-il une étonnante aptitude à vivifier son enseignement par la vue directe et saine des choses, en les représentant toujours aussi près que possible de la pratique. Pour lui, dans l'enseignement, le travail personnel, la recherche dans le laboratoire, étaient l'objet principal, la pierre angulaire. Dès 1870, il préconisait les laboratoires de mécanique. C'est peut-être une similitude de goûts et de tendances sous ce rapport qui nous a liés d'une si étroite amitié.

Son caractère est peint dans une anecdote que raconte M. Kent, son biographe, son ancien élève et ami. Étant professeur à l'Institut Stevens à Hoboken, et très surchargé de besogne, Thurston pria son élève, M. Kent, de l'aider dans ses recherches sur les alliages

1. La rédaction de cette notice a été faite principalement d'après le numéro de novembre 1903 du *Sibley Journal of Mechanical Engineering*, Cornell University, publié à Ithaque, consacré à la mémoire de Thurston, et d'après ma correspondance personnelle.

de cuivre, d'étain et de zinc. M. Kent répondit qu'il ne connaissait rien sur les alliages. Tant mieux, dit Thurston, c'est la meilleure préparation pour apprendre. Maintenant, cherchez dans les publications ce que l'on en connaît aujourd'hui. Après six semaines de recherches dans les livres, M. Kent assura Thurston que tout ce que l'on avait publié sur les alliages manquait d'exactitude, était rempli de contradictions, et prouvait simplement que les auteurs même n'en savaient absolument rien. Alors Thurston lui traça un projet et un plan de recherches expérimentales à faire lui-même sans s'occuper de tout ce qui avait été écrit auparavant. M. Kent se mit à la besogne et les résultats de ses expériences ont été incorporés dans le Rapport de la Commission officielle des États-Unis sur ses opérations pour l'étude des alliages dont faisait partie Thurston (1878), et aussi reproduits en extraits dans le grand ouvrage du Maître sur les alliages de cuivre, d'étain et de zinc (1884).

II

Né le 25 octobre 1839 à Providence, de parents mécaniciens, dans un milieu de mécaniciens célèbres, les Green, les Bacbock, les Corliss et autres, il ne pouvait échapper à l'influence de cette atmosphère et ne fit rien, du reste, pour s'y soustraire. Son père, Robert Lawton Thurston, avait fondé en 1830, à Providence, un des premiers ateliers de construction de machines des États-Unis. En 1834, il s'était associé à Babcock qui le quitta en 1845. Alors la firme devint Thurston, Green et C°. Elle acquit les brevets de Sickels pour la détente par déclics pour machines à vapeur. En 1854, la firme devenue Thurston, Gardner et C° engagea contre l'illustre George H. Corliss une série de procès en contrefaçon qu'elle gagna en première instance, mais qu'elle perdit définitivement en appel. C'est dans ces temps que Green avait inventé sa machine à détente variable automatique, bien connue et hautement appréciée. En 1860, au commencement de la guerre, les ateliers de Thurston périclitèrent et il se retira des affaires, dit M. Kent, « sans autre récompense de ses longues années d'une vie active, de labeurs et d'entreprises, qu'une conscience pure et le souvenir fier de ses premiers succès et du bien qu'il avait fait autour de lui ».

Cependant son fils aîné, Robert Henry, avait obtenu à l'Université Brown les diplômes de bachelier en philosophie et d'ingénieur civil. Puis, pendant deux ans, il avait fait un apprentissage pratique complet dans les ateliers de son père, recevant une éducation systématique comme modeleur, mouleur, ajusteur, dessinateur, suivant le système désigné en Amérique par le mot *sandwich* et qui était alors regardé comme le seul bon.

En 1861, comme tant d'autres jeunes gens, il répondit à l'appel aux armes et s'engagea dans la marine où il pouvait le mieux mettre ses talents au service de la patrie. Il servit en qualité de second ingénieur assistant dans les flottes de Dupont et Dahlgren, d'ingénieur en charge du Chippewa en 1863 ; et en 1864, fut nommé premier assistant du cuirassé Dictator. Il était présent à la bataille de Port-Royal et au siège de Charleston. Ainsi il gagna ce bouton de *Loyal Legion* dont il était fier à si juste titre.

Comment un peuple de laboureurs, d'ouvriers, d'artisans, de commerçants, devient-il tout à coup une formidable nation militaire, capable des plus extraordinaires exploits ? Comment un homme si paisible, si philosophe, se transforme-t-il tout à coup en un brave soldat qu'aucune fatigue, qu'aucun danger ne rebuteront jamais ? J'en ai l'explication de Thurston lui-même. « Et nous voilà en pleine guerre, m'écrit-il en mai 1898. Si j'étais encore assez jeune pour être accepté, si je n'avais des êtres chers que mon abandon vouerait à la mort, je serais maintenant déjà à bord d'un vaisseau de guerre au lieu d'être dans mon cabinet à écrire à un ami. Peut-être aurait-on pu éviter la guerre, je ne sais. Mais maintenant, elle est devenue inévitable, et nous la pousserons jusqu'au bout, qu'elle coûte peu ou beaucoup de temps, peu ou beaucoup de vies et d'argent. Souvenez-vous du

Maine, tel est le mot d'ordre de tous nos postes !... Je suis intéressé dans cette guerre pour d'autres raisons encore. Tous ces hommes, dont les noms sont cités dans les dépêches, sont de mes vieux camarades de marine, ou des connaissances faites dans mes dix années de vie de marin ; tous les jeunes commandants, de mes anciens élèves de l'Académie navale. Les jeunes gens qui vont recevoir le baptême du feu sont la plupart des fils de mes vieux amis ou de mes anciens élèves d'il y a trente ans. Jusqu'ici ils se sont bien comportés et j'espère n'entendre d'eux que de bons rapports. Avant que cette lettre vous parvienne, les flottes auront été sans doute aux prises dans un combat décisif. Si nous sommes vainqueurs, le gros de la partie est joué, la guerre est finie. Si l'ennemi a l'avantage, cela pourra durer encore deux ou trois ans pendant que nous nous referons une flotte nouvelle, à moins que l'Europe ne trouve moyen de montrer à l'Espagne une route acceptable pour sortir du dilemme. Chez nous, ce n'est pas l'Administration qui décide de la fin d'une guerre, c'est le peuple. Et le peuple combattra jusqu'au succès, soit durant six mois, ou six ans, ou soixante ans, dès qu'il y a mis sa volonté. C'est remarquable comme une population vouée aux arts et à l'agriculture se façonne aisément au métier des armes lorsqu'elle en sent la nécessité. »

C'est sans doute cette rude École de la marine de guerre qui détermina la carrière de Thurston et orienta le cours de sa vie. A cette époque les problèmes de la construction des machines ou des bateaux en Amérique (et ailleurs, du reste) n'étaient pas aussi bien qu'aujourd'hui traités scientifiquement ; parfois ils étaient abandonnés à des routiniers. Les fautes de construction, de dimensions, de proportions, les défauts dus à l'ignorance et à l'imprévoyance ne pouvaient échapper à l'œil sagace du jeune ingénieur rompu déjà à la théorie, d'autant moins que bateaux et machines étaient soumis à des épreuves imprévues, soudaines et souvent violentes. Les avaries, les dégâts, devaient être immédiatement réparés, et sans hésitation, rapidement, il fallait en trouver les moyens les mieux appropriés, malgré la pénurie des ressources. Ainsi Thurston, mécanicien par atavisme, se fit observateur, prompt à la recherche et avide de résoudre les nombreux problèmes entrevus qui n'avaient reçu qu'une solution accidentelle et incomplète comme celle de couper le nœud gordien au lieu de le dénouer. Il pensa à expérimenter pour découvrir et établir les théories qui formaient le substratum des choses. Je tiens de lui que dès lors il songeait à ériger des laboratoires de recherches mécaniques.

Telle est la raison qui l'engagea à passer en 1866 du poste d'ingénieur de première classe dans la marine à celui de professeur assistant de physique et de philosophie naturelle à l'Académie navale d'Annapolis. Quelques semaines après son entrée en fonctions, le titulaire du cours, Dr A. W. Smith, vint à mourir et laissa sa chaire à Thurston qui la conserva jusqu'en 1871, époque à laquelle il fut appelé au poste de professeur de mécanique à l'Institut technique Stevens à Hoboken.

III

Le fondateur de cet Institut avait consacré trois millions à l'érection d'une École de mécaniciens ; et pour satisfaire à ce vœu, le Président Morton y avait appelé Thurston qui, par là, se trouva en mesure de déployer tous ses talents de professeur, d'auteur, de chercheur, d'organisateur. Tout d'abord, il fit ses leçons en suivant les ouvrages de Rankine, particulièrement ceux intitulés *Machinery and Millwork* et *The Steam Engine and other prime Movers*. Il enseignait aussi, d'après ses notes personnelles, les principes et la pratique du modelage, du moulage, de la fonderie et de la chaudronnerie.

Mais, dès l'origine, il adjoignit à son enseignement oral celui plus suggestif du laboratoire. En 1871, il publiait dans le *Journal of Franklin Institute* une note sur l'utilité

des laboratoires de mécanique, non moins évidente que pour ceux de chimie et de physique. C'était une nouveauté à cette époque où l'Allemagne n'en avait encore que quelques-uns de résistance des matériaux. Le premier pourvu d'une machine à vapeur expérimentale, celui de Linde à Munich, ne fut ouvert qu'en 1876. Thurston fit beaucoup et de bonne besogne dans son laboratoire. Les résultats de ses recherches sont publiés aux Bulletins de l'*American Society of Civil Engineers*. Membre très actif de la Commission officielle des Essais de matériaux et de celle des Essais de chaudières au point de vue des explosions, il eut l'occasion de faire des études complètes sur ces matières et qui furent communiquées au public plus tard. Nous avons déjà dit qu'il avait été aidé par ses élèves et notamment par M. Kent dans son étude des alliages de cuivre, de zinc et d'étain. C'est que, si ses leçons étaient instructives, ses conversations étaient encore plus suggestives, plus inspiratrices. A tous ses élèves, il communiquait le feu sacré, le goût des recherches, le besoin de vérifier personnellement.

De cette époque datent plusieurs de ses inventions ou découvertes, l'appareil autographique des déformations par torsion, l'exaltation de la limite d'élasticité par la déformation, sa méthode si claire de représentation par diagrammes à trois coordonnées ; la machine à essayer les lubrifiants, d'une importance pratique et théorique que l'on reconnaît mieux à mesure que l'usage s'en répand. Son ouvrage magistral sur les frottements et les pertes dans les machines, qui a une grande portée, est de la même époque. Il y enseigne, au constructeur notamment, à comparer rationnellement les diverses formes de palier et à choisir les mieux appropriées, de même que les meilleurs matériaux ; et à l'employeur, à choisir les lubrifiants les plus favorables.

IV

Membre du jury international à l'Exposition de Vienne en 1873, il profita de son passage en Europe pour étudier l'organisation des Écoles techniques et l'influence de l'étude et de la diffusion de la science sur la richesse des pays et le bien-être des populations. C'est à Vienne que j'ai eu l'heureuse chance de le rencontrer la première fois et d'échanger avec lui nos idées sur la nécessité de l'enseignement pratique par les laboratoires en vue de vivifier celui des principes ; et de cet échange résulta une liaison qu'aucun nuage n'a jamais troublée. Il visita aussi les établissements métallurgiques de Barrow et Sheffield en Angleterre ; le Creusot en France ; Liège, Seraing et les installations ouvrières de Micheroux, dépendant du Charbonnage du Hasard, en Belgique. Il publia, dans le *Scientific American*, une relation épistolaire de son voyage afin de faire, en bon patriote, profiter son pays du fruit de ses observations.

Quelques extraits de ce rapport feront voir comment son patriotisme s'élevait à la plus noble acception de ce mot, et comment il entendait faire acte de civisme en perfectionnant l'éducation technique de ses concitoyens. Et d'abord une vraie prophétie aujourd'hui réalisée mais qui, en 1873, fit bien des incrédules. « Dans quelques années, l'Amérique, riche en minerais, au lieu de rester tributaire de l'Angleterre pour les fers, en exportera dans ce pays... Déjà toutes les nations imitent ou copient les machines américaines... Les machines-outils du continent, en général, sont inférieures, mal proportionnées, disgracieuses ; elles manquent de ce génie, de cette originalité que la nature et un bon système de brevets ont départis à la mécanique américaine... Nombre d'Américains ont visité l'Exposition. Des Allemands, ils ont appris toute la valeur d'une éducation scientifique, théorique autant que pratique, et ils ont vu ce qu'une telle éducation a fait d'un peuple que, certes, on ne peut pas qualifier de mécanicien ; ils ont vu combien, chez les Teutons, ce genre de culture a fait de progrès, tandis que chez nous, et chez les Anglais

surtout, il est resté en arrière. Des Français, ils ont appris que nous n'excellons pas dans l'art de joindre l'agréable à l'utile, de faire figurer l'élégance et le bon goût à côté de la science. Des Anglais, ils ont appris à admirer cette simplicité de forme, cette robustesse des membres, cette construction substantielle, qui distinguent leurs produits mécaniques à un degré que nous pouvons espérer d'atteindre un jour, mais non de surpasser. En résumé, ils ont appris que s'il nous est permis de tirer orgueil de notre situation acquise, il nous reste encore bien des occasions de nous perfectionner... Certes, dans ces pays, les ouvriers sont loin encore d'avoir tout le confort et les commodités de la vie qu'ils méritent ; mais les exemples ne sont pas rares de patrons qui s'efforcent de les leur procurer et qui en tirent eux-mêmes profit. Car le bien-être physique de l'ouvrier engendre son bien-être moral ; l'énergie physique engendre l'énergie intellectuelle et prépare aux applications utiles des progrès de l'esprit ; en même temps naît un sens précis de la responsabilité, une appréciation exacte des obligations mutuelles qui lient le patron et ses employés... »

A l'Exposition de Vienne, ce grand citoyen se signala par un acte de haute vertu, prouvant une grandeur d'âme et un esprit de justice extraordinaires, et qui lui attira le respect presque religieux de tous. Corliss n'exposait pas lui-même ses machines qui, depuis l'Exposition de Paris en 1867, avaient révolutionné la construction en Europe ; mais la galerie était pleine d'imitations plus ou moins heureuses; partout son génie avait soufflé, partout était visible son inspiration. Les imitateurs recevaient des récompenses, mais le modèle, l'initatieur, n'était pas là pour recueillir la mieux méritée. Thurston osa proposer de décerner à Corliss un diplôme d'honneur exceptionnel, et mit tant de chaleur à défendre sa proposition qu'elle fut agréée. Or c'était à G. H. Corliss qu'était due la ruine du père de Thurston !

And because right is right, to follow right in the scorn of consequences[1] !

V

Doué d'une énergie corporelle peu ordinaire, Thurston put longtemps faire la besogne de plusieurs hommes solides sans paraître fatigué ni nerveux. Il marchait droit, avec une régularité, une assurance, une fermeté étonnantes, sans effort apparent, semblant capable de surmonter tous les obstacles, doué d'une extrême rapidité de conception, de pensée, de détermination. Pourtant cinq années d'excès de travail finirent par avoir raison de sa force de volonté ; il fut atteint d'un irrésistible épuisement nerveux. Du 1er mai au 1er octobre 1876, on n'a de lui qu'une lettre écrite à raison de cinq minutes par jour, quoiqu'elle passe pour un chef-d'œuvre. Elle fut adressée à un sénateur afin de lui fournir des arguments en faveur de la conservation de la Commission des explosions de chaudières que l'on se proposait de supprimer. Il crut ensuite pouvoir se remettre à la besogne avec modération ; mais au bout de deux ans, sa première femme étant morte (mars 1878), il reçut le coup fatal. Au commencement de 1879, il était à Providence, vivant de trois à quatre pintes de lait par jour, incapable de rien faire, dans un terrible état d'irritabilité nerveuse, dit-il, souffrant surtout de la poitrine et du côté droit du dessus de l'épine dorsale. On lui conseilla le sanatorium de Dansville, où il se rendit le 22 mai 1879. Là il commença à perdre plutôt qu'à gagner ; son poids fut réduit à 45 kilog. ; les médecins en désespéraient, lui pas. Il conservait son calme et même une sorte de gaieté ; il ne se plaignait jamais[2]. Enfin on trouva le régime qui lui convenait et la santé lui revint comme

1. Tennyson.

2. « Lorsque j'ai été si longtemps malade il y a quelques années, m'écrivait-il le 6 mars 1899, j'avais accoutumé de me dire : après un bas, un haut. La vie est une longue suite d'ondulations en toutes choses, santé, bonheur, sagesse, réputation, pouvoir de bien faire ; et nous avons toujours la consolation de savoir, quand nous sommes abattus, que nous nous relèverons ; qu'en fin de compte, notre bilan sera dressé d'après la moyenne calculée sur la base de notre vie entière et du travail entier que nous aurons accompli. »

par enchantement. Il quitta Dansville au mois d'août 1880 et reprit ses devoirs à Hoboken le 1er octobre. Mais à partir de là, il ne manqua jamais de prendre un repos absolu pendant les vacances d'été, qu'il allait souvent passer dans le Maine, au bord de la mer, avec sa famille.

Thurston resta attaché à l'Institut Stevens jusqu'en 1885, année où il fut appelé à organiser l'École d'Ithaque, son chef-d'œuvre.

VI

L'Université Cornell d'Ithaque, dont le Collège Sibley est un département, a été fondée d'après l'acte du Congrès du 2 juillet 1862, qui concédait à chaque État de l'Union 30.000 acres de terrain par sénateur ou représentant au Congrès, que les États vendraient pour constituer un fonds dont les intérêts seraient affectés à la dotation et à l'entretien d'au moins un Collège ou École supérieure dont l'enseignement aurait pour objet principal les branches du savoir humain utiles à l'agriculture et aux arts mécaniques sans exclure les autres sciences classiques et en y comprenant l'art militaire; et dans les conditions qu'imposeraient les États en vue d'encourager l'éducation libérale et pratique des classes industrielles dans les différentes carrières et professions de la vie. Tel est le but principal : encourager l'éducation des classes industrielles et fournir l'enseignement de toutes les branches du savoir humain qui ont spécialement rapport à l'agriculture et aux arts mécaniques.

L'Université d'Ithaque a reçu de riches et nombreux dons, surtout d'Ezra Cornell et de Hiram Sibley ; et, bien que le but principal fût de créer une grande École technique, l'Université comprend aujourd'hui, outre cette École, environ 2.000 étudiants dans les Facultés de philosophie, de sciences, de droit et de médecine. Ses Écoles ou Collèges de génie civil, d'agriculture et d'arts mécaniques sont des plus peuplées des États-Unis, des mieux organisées, équipées, pourvues d'excellents professeurs. Cornell, en faisant don de ses millions, avait déclaré : « Je voudrais fonder une institution où toute personne pourrait trouver l'instruction dans n'importe quelle branche qu'elle voudrait. » Son premier soin fut néanmoins d'établir dans l'Université des ateliers qui devinrent l'embryon de l'École d'ingénieurs dite Collège Sibley. Ce nom lui fut donné en l'honneur de Hiram Sibley qui, fils de ses œuvres, comme Cornell, passait à cette École sa fortune amassée dans la construction des grandes lignes télégraphiques. Sibley fournit d'abord les fonds pour doter la chaire de mécanique appliquée et de construction des machines, dont M. John-L. Morris était titulaire. Et, par ses dons successifs, en 1885, alors que l'Université comptait environ 600 étudiants, le département des arts mécaniques acquit une importance suffisante pour former un Collège ou École à part. On chercha les moyens d'organiser une telle École en profitant des facilités que présentait l'Université pour l'enseignement théorique des sciences. Sibley avait fait don d'un important ensemble de machines-outils pour les ateliers, la forge et la fonderie, et d'une collection complète de cinématique d'après le système de Reuleaux pour les cours.

M. White, alors président de la commission administrative de l'Université, consulta Thurston sur l'organisation à donner à l'École et sur le choix des membres du corps enseignant. Thurston, après avoir réglé tous les détails de l'organisation et posé les bases de la direction future ainsi que les principes à conserver toujours en vue, s'était prononcé pour mettre à la tête de l'École un directeur, seul responsable, et ayant pleins pouvoirs, même celui de choisir ses collaborateurs. Quant à la désignation du directeur, la Commission administrative porta ses regards sur Thurston et lui ôta toute raison de ne pas accepter. Il quitta donc l'Institut Stevens qui, en récompense de ses services, lui décerna

le titre de *Doctor of Engineering*[1], et vint diriger l'École d'Ithaque en 1885. On peut dire que de cette année date une ère nouvelle pour l'éducation des classes industrielles et même pour les mœurs industrielles dans les États-Unis.

VII

Avant d'esquisser les progrès du Collège Sibley sous la sage direction de Thurston, nous voulons justifier cette dernière phrase et montrer quelle puissante influence une telle École peut exercer sur la prospérité d'une nation. Moins de quinze ans après son entrée à Ithaque, le 1er janvier 1900, il m'écrivait :

« Aucun fait saillant à vous signaler au meeting de l'*American Society of Mechanical Engineers*. Mais j'y ai rencontré nombre d'anciens élèves qui occupent de hautes positions non seulement en Amérique mais même en Europe, dans l'Afrique méridionale et dans d'autres colonies. En ce moment, je reçois les réponses à un questionnaire que j'ai distribué en vue de m'enquérir de leur situation actuelle, de ce qu'ils ont fait depuis leur sortie de l'École. J'éprouve une vive satisfaction à les voir arrivés à des positions responsables et élevées si peu de temps après leur entrée dans la carrière. Lorsque je commençai à entreprendre l'éducation des ingénieurs, je ne parvenais que bien difficilement à amener les industriels à leur donner de l'emploi. Et maintenant on m'en demande beaucoup plus que je n'en puis former malgré la pléthore de l'École d'Ithaque ou que je n'en puis trouver parmi les anciens qui sont tous bien pourvus et ne veulent pas changer. »

Du 22 juin 1902 : « Même les compagnies de chemins de fer me demandent des ingénieurs, tandis qu'il y a peu de temps, c'était très difficile d'y placer un *collegeman* — un diplômé — malgré d'instantes démarches... Nous entrons aussi chez les constructeurs de navires, dans les établissements de textiles, dans les fabriques de ciment, dans toutes les industries qui emploient l'électricité... Maintenant l'ingénieur instruit, formé à l'École, remplace partout le routinier, l'ignorant *rule of thumb*, l'homme qui s'appelait lui-même pratique dans l'ancienne génération. Notre nouvelle génération d'ingénieurs unit les qualités géniales, l'esprit d'entreprise, l'énergie, le coup d'œil de l'ancien praticien, à l'habileté scientifique, aux connaissances techniques, théoriques, de manière à réaliser, dans le cas idéal, la perfection de l'ingénieur. Sans doute ce n'est que le petit nombre qui atteint ce degré de perfection ; mais le moins favorisé vaut encore mieux que le meilleur de l'ancien type, et le plus favorisé est incomparablement supérieur. La preuve en est dans la statistique des situations occupées par nos anciens élèves. »

Du 2 novembre 1902 : « Avez-vous lu la lettre, récemment publiée dans l'*Engineering*, que m'adresse le chef de la gigantesque *U. S. Steel Corporation*. C'est une des plus agréables preuves que j'aie jamais eues de notre victoire au sujet des ingénieurs instruits. Oui, nous sommes vainqueurs, et désormais plus aucune barrière ne s'élèvera contre l'ingénieur élevé dans nos Écoles par une forte et saine théorie. Nos *alumni* (anciens diplômés), nos Maîtres ès arts de l'ingénieur, nos Bacheliers en sciences et autres, trouvent maintenant de l'emploi, autrefois jamais. Nos *alumnæ* (anciennes élèves diplômées), plus instruites souvent que les jeunes gens, du moins dans les départements académiques, font aussi très bien leur chemin dans les Écoles publiques et les Collèges de dames devenus très nombreux. »

Du 18 octobre 1903 : « J'ai lu avec grand intérêt et je vous recommande le rapport de M. Dalby sur ses recherches relatives à nos systèmes d'éducation technique, publié au

1. L'Université Brown, où il avait fait ses études, lui décerna aussi plus tard le titre de *Docteur en droit honoris causâ*.

dernier volume des transactions de la *British Institution of naval architects*. Ceux qui ont pris part à la discussion qui s'en est suivie semblent d'accord pour conclure que l'Allemagne et les États-Unis ont bien décidément l'avance sur la Grande-Bretagne, mais que les Anglais sont bien décidés à ne pas se laisser ainsi dépasser; témoins leurs dernières Écoles et notamment celle de Manchester subsidiée par Carnégie et qui a pris modèle sur celle d'Ithaque. Or, lorsque l'Anglais s'est mis délibérément dans une voie, il va de l'avant avec une fermeté et une ténacité que rien n'arrête. Mais les Américains et les Allemands ont une forte avance en matière d'éducation technique supérieure. Si nous en jugeons par la *Courbe du progrès*, comme je l'ai appelée, celle de la production du fer et de l'acier, les deux rivales de la Grande-Bretagne marchent avec une accélération de vitesse que cette dernière ne rattrapera que bien difficilement. On dirait qu'elle a perdu le premier rang en ce qui concerne les grandes manufactures, pour un temps tout au moins, si ce n'est pour toujours. Je doute que M. Chamberlain puisse amener ses compatriotes à adopter ses idées, et je ne suis pas, du reste, certain que les tarifs protecteurs atteindraient le but. Il n'est pas douteux pour nous qu'il soit dans le vrai; il a pour lui l'expérience de tout un siècle. Mais il ne s'ensuit pas qu'un pays où la main-d'œuvre est à bon marché puisse profitablement adopter la politique reconnue favorable par une contrée comme la nôtre; ni qu'un pays dépendant de l'étranger pour son alimentation puisse, sous ce rapport, suivre une politique absolument indépendante. »

VIII

Ces quelques extraits de notre correspondance, qui confirment et résument de nombreux écrits de Thurston, montrent que l'organisation de bonnes Écoles techniques était à ses yeux une question vitale, une question de noble patriotisme. Dans une allocution à l'Association d'économie politique de Michigan, il disait :

« L'Allemagne a un système national, bien administré, d'Écoles où l'enseignement moderne est utilisé au bien-être de toutes les classes de la communauté. Du bas en haut, l'administration est confiée à des hommes capables et sages, qui savent apprécier l'importance de leur tâche et comprendre les meilleures méthodes de l'accomplir. Comme résultat naturel, elle est à la tête du monde dans nombre d'industries et fort en avant dans toutes celles dont le progrès dépend du développement de la science, de la théorie. Même dans la construction des navires, cette nation est à l'avant-garde. La raison première de son évolution industrielle si féconde peut être énoncée en peu de mots : à l'ancien système d'apprentissage dit pratique, l'Allemagne a substitué une éducation systématique, scientifique, pour préparer la jeunesse à l'avenir qui l'attend dans tous les départements de l'industrie ou de l'enseignement. »

Et il terminait par ces paroles :

« ... Ce développement de notre système d'éducation générale est la grande œuvre de notre temps et de notre génération. On mesurera la sagesse et la prévoyance de nos hommes d'État par la rapidité et le succès avec lesquels ils adapteront leurs propres idées et le système d'éducation aux besoins d'une organisation industrielle moderne... Ce qu'il faut surtout, en ce moment, c'est que les pouvoirs législatif et exécutif aient l'œil ouvert sur les devoirs et les faits de notre temps. C'est l'éducateur fossilisé, le politicien ignorant et sans patriotisme, le démagogue qui aspire à mener le travail, l'homme de science tenant sa tête plongée dans les nuages, qui sont les pires obstacles au progrès de l'éducation, de l'industrie, de la nation en général. Ces classes d'hommes étant ou éduquées, ou purifiées, ou éteintes, nous pouvons être certains que le peuple américain saura tirer bon parti des circonstances et prendre un poste avancé dans les luttes paisibles et les rivalités des nations. »

IX

Dès l'origine, Thurston s'était formé un idéal précis d'une parfaite organisation d'Écoles techniques. Et c'est cet idéal qu'il réalisa à Ithaque dans la mesure des moyens mis à sa disposition. Voici en substance quels étaient les principes qui en formaient la large et solide base :

1° Dans l'éducation technique du peuple, comme en toute affaire, il est essentiel que les chefs de chaque institution offrent au public ce qu'il désire et ce dont il a besoin, et non, comme dans mainte ancienne École, ce que le vendeur aime de préférence.

2° Cette institution fera les meilleures affaires qui sera le mieux pourvue des talents spéciaux requis pour la mener, ainsi que du matériel et de l'équipement les plus propres à assurer l'accomplissement aisé et parfait de l'œuvre. Chaque membre du corps enseignant doit être un spécialiste expérimenté dans sa partie.

Le constructeur de machines à vapeur ne doit pas seulement jeter sur le marché cette espèce de machines que cherchent ses clients, indépendamment de ses préférences personnelles, mais il doit être prêt à montrer qu'il a un état-major d'hommes experts dans l'art de dessiner, de construire et de faire fonctionner les machines, et aussi qu'il a un établissement et une installation propres à assurer un travail bien et vite fait. La spécialisation et l'adaptation précise de chaque individu et de chaque pièce d'appareil à un but spécial constituent le point principal.

3° Exiger des élèves qui veulent s'inscrire les connaissances les plus étendues et les plus approfondies qui puissent être raisonnablement demandées eu égard aux meilleures Écoles préparatoires, et toujours supérieures à ce qu'on peut attendre de la moyenne de ces Écoles.

Les Écoles préparatoires y gagnent puisqu'elles sont obligées d'élever le niveau de leur enseignement, et l'École technique y gagne également puisque, à toute heure épargnée sur la préparation élémentaire, on peut substituer une heure de travail pratique, soit de cours, soit de laboratoire.

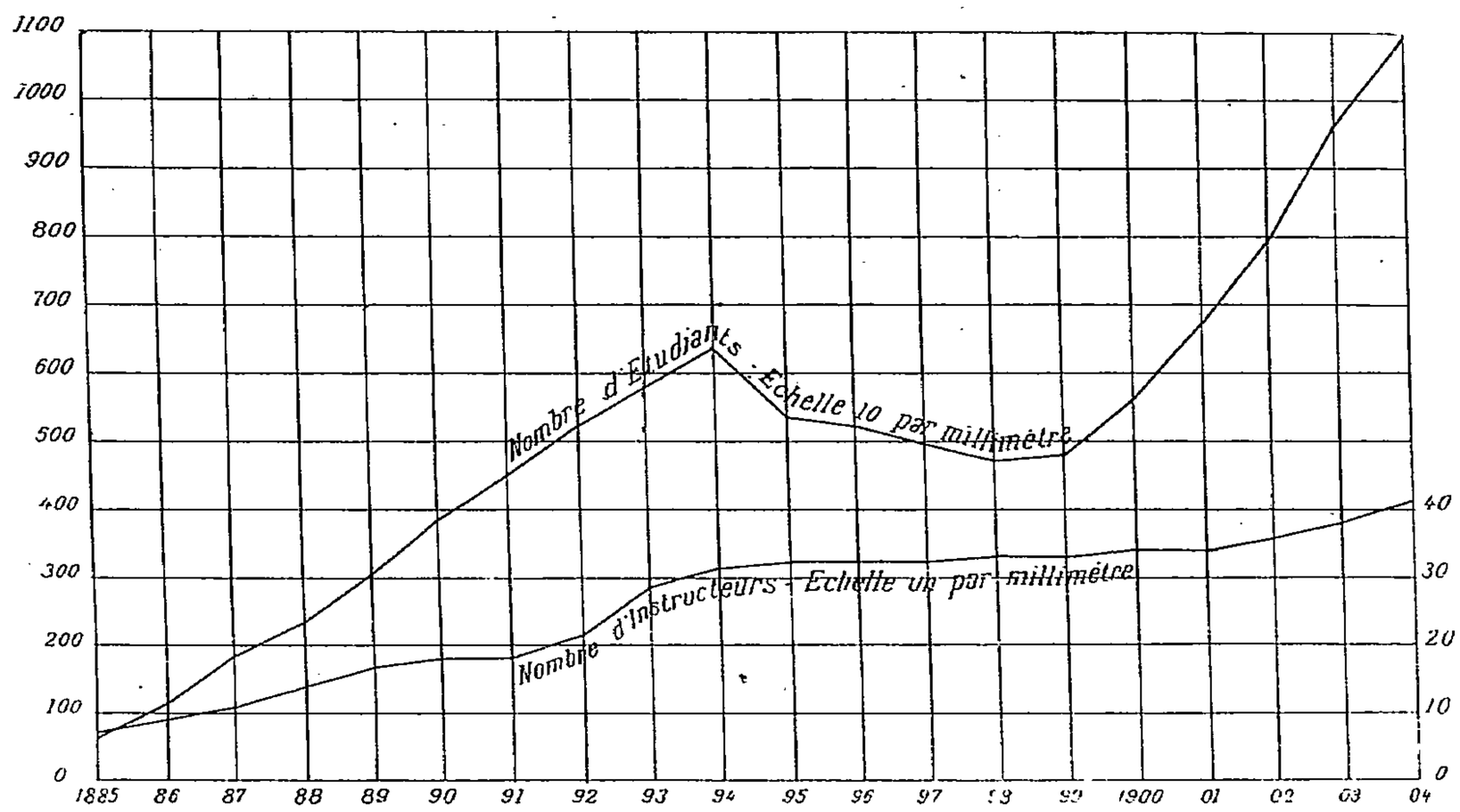
Dans ces vues, Thurston désirait organiser le Collège Sibley en le composant : d'une École de mécanicien où seraient reçus les étudiants possédant les connaissances d'une sorte de candidature et où l'on ferait des cours spéciaux de mécanique appliquée aux arts ; d'un laboratoire destiné aux recherches expérimentales concernant les arts utiles ; enfin de diverses sections supérieures de perfectionnement où seraient admis les jeunes gens déjà diplômés ingénieurs qui voudraient se perfectionner par des recherches spéciales et des études plus approfondies de sujets spéciaux.

Il demandait pour chaque branche de l'enseignement un professeur capable et expérimenté, en outre un assistant professeur et des instructeurs en nombre suffisant pour que chacun n'ait affaire qu'à 25 étudiants sans dépasser 20 heures de travail par semaine.

X

Il avait basé ses calculs sur un nombre de 200 étudiants pour commencer, tout en ménageant la possibilité d'en recevoir 400. A son arrivée, en 1885, le Collège comptait en tout 63 étudiants, et en 1887, déjà 186 dont 9 diplômés. Et la population alla en croissant si rapidement que toutes les prévisions furent dépassées et que l'on ne pouvait plus agrandir les bâtiments assez vite pour donner de la place à tous. Le diagramme et le tableau ci-dessous (p. 110) montrent combien vite augmenta la population.

Population du *Sibley College* (Ithaca).



ANNÉES	1885	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	1900	01	02	03	04
Diplômés se perfectionnant.....	0	7	9	13	14	14	15	19	28	56	35	22	38	27	27	46	62	76	80	93
Autres étudiants...	63	105	177	223	289	374	435	503	553	582	501	501	456	444	455	520	608	722	886	1.000*
Total.....	63	112	186	236	303	388	450	522	581	638	536	523	494	471	488	566	670	798	966	1.093*
Nombre de diplômes décernés.....	5	10	19	22	32	54	52	90	83	81	87	109	170	90	96	106	120	114	174	—
Professeurs et leurs assistants.....	3	3	5	6	6	6	8	8	9	9	9	9	9	9	9	9	10	12	13	14
Instructeurs et leurs assistants.....	4	6	6	8	11	12	10	14	20	22	23	23	23	24	24	25	24	24	25	27
Total du personnel enseignant.....	7	9	11	14	17	18	18	22	29	31	32	32	32	33	33	34	34	36	38	41

* Approximatif.

XI

L'organisation donnée par Thurston au Collège Sibley répondait sans doute à un besoin immédiat de l'industrie et en a créé de nouveaux, car dès son entrée, la population de l'École d'Ithaque va manifestement en croissant presque uniformément à raison d'une augmentation de 64 par année, pour arriver au chiffre inespéré de 638 en 1894. Le tableau et le diagramme ci-dessus montrent ensuite une diminution d'abord rapide, puis lente, jusque 1898 où la population est tombée à 471 ; puis une augmentation de 17 en 1899, suivie d'un accroissement presque uniforme de 120 par année jusque aujourd'hui.

En même temps le nombre d'instructeurs, professeurs, assistants, etc., tout compris, croissait mais plus lentement. En 1885, il y avait un instructeur pour 9 élèves et en 1891, un pour 25 ; en 1898, un pour 14 ; en 1903, un pour 25. Mais si ce nombre semble satisfaisant eu égard aux limites posées par Thurston lui-même (au maximum 25 élèves par

membre du corps enseignant), il est loin de l'être en réalité depuis que le nombre d'élèves est devenu double de ce que les locaux, même agrandis, peuvent raisonnablement contenir. En effet, dans son rapport de 1903 *Sur la congestion du Collège Sybley*, Thurston apprend que certains instructeurs ont à soigner jusqu'à 75 élèves, que des professeurs doivent faire leurs leçons en double! celui de résistance des matériaux, en triple! et même un professeur d'électricité, en quadruple! ce qui constitue une perte de temps et de forces physiques. Abondance de biens est devenue une nuisance et a créé un état déprimant pour les études. Thurston le regrettait amèrement ; sa correspondance des dernières années pourrait être intitulée : *De l'embarras des richesses*, quand on ne sait où les placer.

Depuis longtemps il avait prévu un grand succès pour l'École et, alors qu'elle comptait 63 élèves, il avait fait ses plans pour 400 commodément. Et de même il voulait que le personnel enseignant allât également en progressant, mais il est plus aisé d'ériger des bâtiments que de former des professeurs. « Je cherche sans grand succès, écrivait-il en 1892, des hommes à notre manière. Mais à vrai dire nous avons une excellente méthode de les façonner suivant notre patron. Beaucoup le savent et ne demandent pas mieux que de recevoir notre éducation sans exiger de gros salaires, sachant qu'ils s'assurent ainsi de belles positions dans d'autres institutions qui nous imitent et sont bien aises de puiser chez nous leur personnel. »

La chute, si visible au diagramme et commençant en 1893, est due, en minime partie peut-être, à la dépression industrielle générale de cette époque ; mais certes, en grande partie, à une réorganisation dans le but d'augmenter les exigences à l'admission dans l'École, notamment d'exiger la connaissance des mathématiques supérieures afin de n'avoir plus à les y enseigner, et d'élever en général le niveau des études dans toutes les classes. L'effet momentané de ce relèvement fut de diminuer le nombre des admissions ; mais le second effet, permanent, fut de rehausser la réputation de l'École et l'estime du public et des industriels pour l'éducation donnée à Ithaque. Et ce dernier prévalut définitivement, ce qui explique l'accroissement, presque calamiteux, du nombre des élèves du Collège Sibley à partir de 1899.

Je dis presque calamiteux, car cette recrudescence dérouta toutes les prévisions. On eut beau ériger le bâtiment central avec dôme qui relie les deux ailes, ajoutant 1.800 mètres carrés de surface utilisable, le nombre d'élèves croissait beaucoup plus vite que cette surface. On pouvait bonder les auditoires au moyen de sièges mobiles et y faire succéder les leçons sans interruption au risque de manquer aux conditions d'hygiène les plus élémentaires ; mais dans les laboratoires ce procédé n'est pas admissible. Il fallut se résoudre à opérer une mutilation sensible à l'enseignement même, bien qu'on rejetât impitoyablement tout élève qui, pour une cause quelconque, si légitime qu'elle fût, était incapable de suivre avec fruit. L'enseignement du laboratoire se faisait en partie dans les auditoires! Le travail de l'atelier a été abandonné pour la classe des seniors (4e année d'études) par manque de place, d'installation et de personnel ; et pour celle des juniors (3e année), il a été réduit de 25 p. 100 pour les mêmes raisons, au grand détriment des études.

La bonne réputation de l'École d'Ithaque est telle qu'une épidémie de fièvre typhoïde qui éclata en février 1903 et coûta presque 1 p. 100 du nombre des élèves de l'Université Cornell, n'eut d'autre résultat que d'éloigner momentanément un certain nombre d'étudiants rentrés aussitôt le danger passé, et que de donner à M. Carnegie une occasion d'exercer son intelligente et large bienfaisance. Car il suppporta tous les frais de maladie des élèves peu favorisés de la fortune et empêcha ainsi le sort de briser leur avenir.

Depuis longtemps, Thurston, qui avait l'ambition de faire à Ithaque un modèle d'École technique supérieure à offrir aux autres États de l'Union, et qui était obligé de se

satisfaire de ressources restreintes malgré les libéralités de certains bienfaiteurs et, entre autres, de M. Rockfeller, le roi des huiles, Thurston songeait à limiter le nombre des admissions dans les diverses classes. Il dressa même comme suit les limites que, en 1903, les locaux imposaient :

		Limite	En 1903 il y a
1re année d'études,	Freshmen	275	300
2e —	Sophomores	225	250
3e —	Juniors	200	230
4e —	Seniors	175	160
	Total	875	940

« Mais, dit-il, cet arrêt forcé du développement de l'École, le refus fait à beaucoup de jeunes gens d'entrer dans la carrière de leur choix, le tort fait à l'État par la répression de la plus vitale des branches de l'éducation du peuple, sont choses navrantes pour tout bon patriote. Pourtant jusqu'à ce que l'État ou de riches particuliers saisissent une si belle occasion de contribuer au bien-être du pays, nous sommes contraints de renoncer à cette part de gloire et de satisfaction de bien faire qui nous viendrait légitimement si nous n'étions empêchés de l'accueilllir. »

Il ajoutait : « On pourrait encore différer cette mesure extrême, en érigeant un bâtiment exprès pour le laboratoire dont les plans sont achevés et en rendant les autres à leur destination. Une dépense de 750.000 francs suffirait pour commencer, mais il faudrait bien le double pour achever l'œuvre. »

XII

Ce grand laboratoire rêvé par Thurston avait pris corps par les soins de son collègue le professeur Carpenter. Le plan dressé par ce dernier, d'accord avec lui, présente un bâtiment à deux étages, de 75 mètres sur 20, dont l'emplacement est déjà tout désigné. Au rez-de-chaussée, les laboratoires de résistance des matériaux et de machines à vapeur ; au premier étage, des salles pour les essais calorimétriques, les essais d'huiles et autres ; au deuxième étage, les auditoires, les bureaux, etc. En outre, un bâtiment spécial pour les essais de locomotives, et d'autres de 28 mètres sur 13, sans étage, éclairés par le dessus, devant servir de laboratoires d'essais et de recherches pour diverses branches de l'enseignement [1].

Ce projet sera réalisé et le nouveau bâtiment portera le nom de *Thurston Hall*, Laboratoire de Thurston. Il sera érigé par souscription publique. Quel plus beau, plus utile monument aurait-il pu ambitionner ?

Le Président du Conseil administratif de l'Université Cornell l'a annoncé en ces termes : « La dernière lettre que je reçus de Thurston, le 20 octobre (il est mort le 25), avait pour objet l'érection d'un nouveau hall destiné au laboratoire du Sibley Collège, l'ancien étant par trop encombré. Je propose que les *alumni* (anciens étudiants du Collège) et les amis du Collège Sibley et de l'Université Cornell entreprennent l'érection de ce laboratoire à sa mémoire et que le nom de *Thurston Hall* lui soit donné. L'excellence de l'œuvre de ce savant ingénieur, de cet éminent citoyen, nous assure le concours de nombreux particuliers et de nombreuses sociétés et corporations qui ont tiré tant de profit de sa science et de la sagesse de ses avis. »

On est navré en pensant que Thurston n'ait pas vu de ses propres yeux la réalisation de cet idéal de toute sa vie.

1. Le canal existant pour les essais hydrauliques a une longueur de 122 mètres et une largeur et une profondeur de 4 m. 88

XIII

L'on peut juger de ce qu'un tel instrument d'enseignement fût devenu dans ses mains, par les fruits de celui plus imparfait qu'il avait à sa disposition. A dire vrai, c'est encore son laboratoire qui a été « le plus vaste, le mieux outillé, le plus richement doté qui soit au monde », suivant l'expression de M. J. Poulet[1] ; j'ajoute : le plus fécond, et je le prouve.

Thurston, comme Hirn et comme moi, pensait que les laboratoires des Écoles pouvaient et devaient servir non seulement à l'instruction des élèves mais encore au progrès de la Science. Déjà en 1893 il pouvait inscrire parmi les exercices réguliers de celui d'Ithaque, l'expérience qu'un personnel d'élèves choisis alla faire à Millwaukee, sur la fameuse machine Allis, le 23 mars 1893 et les jours suivants, sous la direction de M. le professeur Carpenter, le cas particulier lui ayant paru intéressant à étudier au double point de vue de la science et de l'art de l'ingénieur. Une répétition générale eut lieu le 23 mars afin de mettre chaque opérateur bien au courant de son rôle. L'essai définitif commença le 25 à 9 heures du soir et se poursuivit jusqu'au lendemain à la même heure[2], quatre groupes d'expérimentateurs ayant fonctionné chacun 6 heures consécutivement. Thurston avait fait inscrire toutes les observations nécessaires pour établir une comparaison entre la machine réelle soumise à l'expérience et la machine idéale qu'il avait définie dans son grand Traité des machines à vapeur. Il a eu la satisfaction de voir que l'écart entre l'une et l'autre était bien celui qu'il avait prévu et introduit dans ses formules. Un de ses élèves, avant que les essais fussent commencés, avait supputé les pertes probables d'après ce Traité et calculé la performance de la machine ; et l'expérience a donné un résultat pratiquement égal à celui du calcul ; fait qui constituait un record de mérite pour Thurston, tout comme la petite consommation, 3.379 calories par cheval-heure, en constituait un pour la machine. Celle-ci fonctionnait à 95.550 kilog. par mètre carré de pression à la chaudière ; si elle avait été parfaite suivant le cycle de Carnot, elle aurait transformé en travail 360 calories sur 1.000, $\left(\frac{T - T'}{T} = 0{,}360\right)$. La machine réelle consommant 3.379 calories par cheval-heure présentait un rendement final de :

$$\frac{270.000}{425 \times 3.379} = 0{,}188,$$

soit seulement 180 calories sur 1.000. Donc le degré de perfection du cycle est :

$$\frac{0{,}188}{0{,}360} = 0{,}522.$$

Mise en parallèle avec la machine à vapeur fortement surchauffée de Schmidt, fonctionnant à la même pression, elle avait à peu près le même rendement définitif, soit $0{,}187 = \frac{270.000}{425 \times 3.397}$. Seulement à cause de la haute température de surchauffe à l'entrée, si la machine Schmidt avait répondu aux conditions de perfection de Carnot, elle

1. Voir *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, du 28 février 1904, p. 126.
2. Voir *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, 15 juillet 1894 et 15 septembre 1895 ; et *Revue de Mécanique*, septembre 1897, p. 821.

aurait utilisé au travail 543 calories sur 1.000, $\left(\frac{T - T'}{T} = 0,543\right)$. Il s'ensuit que le degré de perfection du cycle était ici seulement de :

$$\frac{0,187}{0,543} = 0,344.$$

En 1899, les élèves de Thurston eurent de nouveau la chance d'expérimenter sur une machine en fonction à Pittsburgh, qui peut être considérée comme détenant un nouveau record de consommation. La consommation était inférieure à 12.000 British T. U. par cheval-heure, soit 2.983 calories par cheval-heure. Son rendement total était donc de 0,213 au lieu de 0,188. (Je n'ai pas en mains les résultats d'observation, j'ignore s'ils ont été publiés.)

En 1900, de nouveaux essais ont donné une preuve manifeste de l'excellence de l'enseignement pratique d'Ithaque. « Nous avons pris, m'écrit Thurston, le 15 avril 1900, 70 à 80 étudiants, la plupart des hautes classes, pour aller à Buffalo (à quelque 40 lieues), faire un essai complet de machines, chaudières, dynamos, distribution de force de l'ensemble du système de tramways des rues. Nous avons travaillé nuit et jour durant 4 jours, étant divisés en deux équipes fonctionnant 12 heures chacune. Nous avons levé 7 à 8.000 diagrammes d'indicateur et observations de voltage et de courants toutes les 20 secondes. Ces observations traduites graphiquement forment un diagramme de 25 mètres de longueur. Nous avons obtenu tout ce que nous cherchions malgré un orage formidable survenu le deuxième jour qui a jeté sur les machines un énorme surcroît de charge. Pas une observation ne fut manquée, pas un seul homme blessé. Vingt de nos étudiants ont abandonné leurs vacances de Pâques pour faire l'étude de l'essai. Aussi le rapport est à peu près complet ; il se fait sous la haute surveillance des professeurs Carpenter et Ryan et sous la révision des plus habiles de nos gradués. Les machines faisaient ensemble environ 10.000 chevaux. Les 2.000 chevaux venant de la chute du Niagara, distante d'environ 32 kilomètres, nous manquèrent pendant la crise parce que le canal d'amenée était bloqué par les glaces. Les batteries d'accumulateurs étaient aussi alors forcées. Pourtant pas un coussinet ne chauffa et il n'y eut pas un seul moment d'arrêt. Splendide succès qui contribuera à la bonne réputation de l'École d'Ithaque auprès des hommes d'affaires du pays. »

XIV

Thurston ne s'intéressait pas seulement au succès de son propre laboratoire. Il aimait d'être mis au courant du bon travail qui se faisait ailleurs, et, j'ose le dire avec un légitime orgueil, de celui qui se faisait au laboratoire de l'Université de Liège.

Déjà en 1889[1] j'avais déduit des quelques expériences complètes, alors connues, sur des machines mono-cylindriques sans enveloppe, que l'on pouvait sans grande erreur calculer ce que Hirn appelait le *refroidissement au condenseur* en le considérant comme égal à la chaleur nécessaire uniquement pour vaporiser l'eau présente sur les parois au début de l'émission. Étant donné, d'après Hirn, que le refroidissement au condenseur mesure en quelque sorte la perte par parois, la conclusion immédiate est que, *s'il n'y a plus d'eau sur les parois au début de l'émission, le refroidissement au condenseur est nul et, en conséquence, cet état correspond au maximum d'économie*, tout au moins lorsqu'il y a eu condensation initiale pendant l'admission. C'est ce fait que ma *Note au Congrès de méca-*

1. *Revue universelle des Mines*, etc., t. V, 1889.

nique de *Paris* en 1889 a mis en relief. Avec de la vapeur suffisamment surchauffée, toute condensation initiale peut être évitée ; les parois peuvent être sèches à la fin de l'admission, dès le début de la détente, et l'économie plus grande encore que s'il y a condensation initiale et réévaporation complète pendant la détente.

J'avais exposé mes idées à mon ami Thurston à peu près en ces termes, parlant, bien entendu, de machines à un seul cylindre et à vapeur saturée :

Pendant l'admission la vapeur vive, venant en contact avec du métal froid, se condense partiellement, le couvrant d'une rosée plus ou moins abondante. Au cours de la détente, la vapeur se refroidissant par son travail d'expansion, tombe à une température inférieure à celle du métal encaissant réchauffé, et l'eau saturée qui recouvre les parois se vaporise aux dépens de leur chaleur, ce qui les refroidit. La vaporisation ainsi opérée pendant la détente favorise le travail extérieur par l'augmentation de pression du fluide évoluant. Mais à la fin de la détente, quand s'ouvre l'émission, subitement la pression de la vapeur et sa température de saturation baissent et il se forme une bouffée de vapeur de toute l'eau qui était répandue sur la paroi. Hirn a appelé *refroidissement au condenseur* la chaleur soustraite au métal des parois pendant la phase de condensation. Cette chaleur se compose en si grande partie de celle que la vaporisation a soustraite au métal et à la rosée, — car il n'y a pas d'autre source, — qu'on ne risque pas grande erreur en supposant qne le refroidissement au condenseur est dû en entier à cette vaporisation et peut être mesuré par elle.

En résumé, la chaleur cédée aux parois métalliques pendant l'admission et qui a donné lieu à la condensation initiale, est restituée intégralement à la vapeur en deux actes, l'un pendant la détente et utilement, l'autre pendant l'émission et nuisiblement. Si, prolongeant la période de détente, on augmente la première partie, utile, on diminue d'autant la deuxième, nuisible, et l'on obtient un avantage certain, si, du moins, le total, c'est-à-dire la condensation initiale, ne change pas avec l'augmentation de la détente. Or l'expérience prouve que, si l'on fait croître de plus en plus la période de détente dans un cylindre à parois non réchauffées, le prix du travail extérieur va d'abord en diminuant jusqu'à un certain degré d'expansion, après lequel il va en augmentant ; et que, parallèlelement, le degré de siccité des parois va en augmentant jusqu'au même point, puis en diminuant. Mais on n'arrive jamais à obtenir la siccité complète des parois au commencement de l'émission.

Avec une enveloppe à vapeur, au contraire, les mêmes phénomènes se présentant d'ailleurs, l'on peut arriver, en prolongeant la détente, à faire vaporiser entièrement pendant la détente l'eau condensée pendant l'admission, et ce point correspond au maximum d'économie.

La vapeur surchauffée donne aussi lieu aux mêmes résultats, à une nuance près. Si, dans l'enveloppe, la vapeur est à la même pression que dans le cylindre pendant l'admission, on ne peut pas arriver à supprimer complètement toute condensation initiale ; tandis que la surchauffe, si elle est suffisante, arrive à cette suppression ou à l'équivalent ; c'est-à-dire à ce que, moyennement, la vapeur soit surchauffée à la fin de l'admission. En 1889 je ne connaissais qu'une seule expérience suffisamment bien faite dans laquelle la vapeur était sèche ou surchauffée (moyennement) à la fin de l'admission (machine du Logelbach 1875) ; mais la machine fonctionnait sans condensation. Depuis on a pu recueillir des documents nouveaux avec fonctionnement à condensation. Nous n'en parlerons pas ici, ce préambule n'ayant d'autre but que de nous amener à montrer ici la perspicacité, la clairvoyance et la prévoyance de Thurston. Il m'écrivait à la date du 20 avril 1891 :

« Quant à votre principe du maximum d'économie, tel que vous l'énoncez dans votr dernière lettre, qui le place sous la condition que la vapeur soit sèche et saturée au commencement de l'émission, n'est-ce pas là précisément la condition que Rankine suppose

réalisée dans la machine à enveloppe (voir pages 396 à 406, art. 287 et 288). Et l'annulation complète de la condensation initiale ne serait-elle pas encore plus économique? C'est la différence que j'ai marquée dans les cas idéaux dans la note que je vous ai envoyée. Tant qu'il y a une condensation initiale, si petite qu'elle soit, il doit y avoir une perte. J'imagine qu'en réalité, il doit y avoir un point maximum d'économie entre celui qui donne la vapeur sèche à la fin de la détente et celui qui empêche toute condensation initiale, c'est-à-dire qu'il y a une température de surchauffe correspondant au maximum d'effet; seulement je n'ai pas encore constaté expérimentalement le fait et je dois donc me réserver. Mais il me semble certain que nous obtenons le plus favorable effet quand nous nous rapprochons le plus du cycle de Carnot. Il y a trente ans que certains de mes amis surchauffaient la vapeur dans le but d'avoir de la vapeur sèche à la décharge. Ils ont été amenés à surchauffer la vapeur à l'entrée jusqu'à 260° C. (500° F.) avant d'avoir à la sortie une surchauffe de 28° C. (50° F.). Ces essais ont été faits sur une petite machine de 100 chevaux à 5 atmosphères de tension. Je ne sais si l'on peut considérer votre principe comme exact, mais je suis certain qu'en pratique on le trouvera fort approché de la vérité. »

Et le 4 avril 1892 : « J'ai lu votre *Étude calorimétrique de la machine à vapeur*; maintenant je comprends clairement la philosophie de votre principe que le métal doit être sec au commencement de l'émission pour que le rendement soit le plus grand. Mais il me semble qu'il faudrait dire : *Le maximum de rendement demande que le métal soit sec à quelque point en avance de l'ouverture de l'obturateur d'émission.* La détermination de ce point constitue un problème intéressant, bien que je doute de son importance, car je crois que votre limite ne vaut pas moins en pratique. »

XV

Thurston qui, ayant inspecté de ses propres yeux notre laboratoire de Liège, pouvait en parler en connaissance de cause, disait, en terminant une courte note *Sur les échanges de chaleur dans les cylindres à vapeur*, présentée à l'*American Association for the advancement of science*, en décembre 1902 :

« Hirn l'a remarqué jadis : c'est l'étude des grandes compressions dans l'espace mort qui donnera le dernier mot de la théorie des échanges de chaleur entre la vapeur et le métal. Si cela est, l'étude de la compression par M. Dwelshauvers-Dery et la démonstration de M. G. Duchesne[1] ont une importance considérable. Elles font voir que, dans le cas réel, il n'y a aucun conflit entre la Thermodynamique idéale et la Thermodynamique expérimentale de la machine à vapeur; que, dans les machines ordinaires, il n'est pas nécessaire de supposer de l'eau stagnante dans les cylindres pour rendre compte des phénomènes observés; et, par-dessus tout, qu'il ne faut pas attribuer à des fuites le crochet terminal de la courbe de compression dans une machine qui a été préalablement essayée au point de vue des fuites et trouvée exempte avant d'être soumise à l'expérience. Les travaux de M. Dwelshauvers-Dery et la démonstration de M. G. Duchesne doivent être considérés comme donnant le dernier mot de ces controverses. »

XVI

L'œuvre littéraire de Thurston est considérable. Elle comprend vingt gros volumes et au moins 300 brochures, mémoires, discours, allocutions, adresses, etc. Et ces volumes

1. Voir *Revue de Mécanique*, juillet 1899.

ne sont pas de simples compilations, des répétitions arrangées de ce que d'autres ont dit, de ce que l'on trouve dans des publications antérieures, — ce genre de travail n'était pas dans sa manière. Ce sont des résultats de ses études personnelles, de ses expériences, des choses vécues par lui ou par lui vérifiées. On ne s'explique une telle fécondité que par ses habitudes d'ordre et de méthode et sa rapidité de perception. Son travail journalier avait la régularité et la précision d'une bonne horloge. Chaque heure avait son devoir assigné d'avance, notamment certaines époques et heures étaient consacrées à la correspondance. Il écrivait à la machine beaucoup plus vite qu'à la plume, et avec quasi la rapidité de la sténographie. Enfin il jouissait d'une mémoire extraordinaire.

Le 20 avril 1891, il écrivait : « Mon *Manual of the steam Engine* est maintenant sous presse. Les 75 premières pages sont imprimées. J'en suis satisfait et j'espère que ce sera un bon spécimen de typographie ; car ce sera mon *magnum opus* et le couronnement de mes œuvres. Les illustrations sont nombreuses et choisies ; ce sont les clichés mêmes des constructeurs ; mais j'ai plus qu'assez de vues perspectives ; ce qui me manque, ce sont des détails de construction... Ma dernière note au *Journal de l'Institut Franklin* donne le calcul des cas idéaux de machines avec et sans enveloppe montrant l'infériorité théorique de ces dernières et faisant voir que l'effet de l'enveloppe varie avec le degré d'admission et qu'il existe un degré correspondant au maximum d'effet. C'est un fait que vous avez déjà mis en relief d'après les expériences. »

Et le 18 juillet de la même année : « Me voilà soi-disant en vacances, mais je travaille plus que jamais : il faut nous préparer à recevoir en octobre au moins 500 étudiants. J'agrandis les installations, je fais des changements aux bâtiments ; je place une turbine de 200 chevaux à notre chute de 40 pieds (12 m. 20) pour donner le mouvement aux ateliers et la lumière aux locaux. Un ami vient de m'envoyer une compound tandem de 60 chevaux. Je dispose une chaudière de 250 chevaux timbrée à 14 atmosphères. Je vais monter notre machine expérimentale de 200 chevaux. Je fais construire les fondations d'une machine d'épreuve des matériaux de 150 tonnes avec enregistrement automatique. Je fais des projets d'extension de l'éclairage à la bibliothèque et au Collège Sage pour dames. Je cherche un chef à mettre à la tête de notre École de génie maritime et d'architecture navale. Je viens d'envoyer à l'éditeur les épreuves du titre et de la table des matières du premier volume de mon *Manual of the steam Engine* qui va donc être terminé. J'ai envoyé à l'éditeur le premier chapitre de la deuxième partie. La *Vie de Fulton* est sous presse et paraîtra probablement en septembre. C'est un petit in-12 de 225 pages. Il a été écrit à mes moments perdus aux vacances dernières. Il renferme des passages inédits dont j'ai eu la chance d'avoir en mains les manuscrits autographes de Fulton. »

Le deuxième volume du *Manual* paraissait à la fin de mars 1892. Thurston n'en était pas aussi satisfait; il trouvait qu'il manquait de pondération parce que les éditeurs, pour des raisons purement commerciales, lui avaient fait retrancher la matière de 300 pages environ. Mais le public avait si bien goûté le premier volume que déjà il en était à sa deuxième édition ! Et en même temps, le *Traité des essais de machines et de chaudières*, à sa troisième, le *Manuel des chaudières à vapeur*, à sa quatrième. Et il en était de même de ses autres grands ouvrages, ainsi toujours tenus au courant. Les éditeurs, en même temps, lui réclamaient instamment de nouvelles éditions ; et d'autres, de la copie pour de nouvelles œuvres.

Voici un aperçu de ses œuvres principales par ordre de date :

1873. *Rapport sur l'Exposition Universelle de Vienne.*

1878. *Histoire de la machine à vapeur.* (A été traduite en français par son ami J. Hirsch. 2 vol.)

1878. Rapport sur les alliages.

1882. *Materials of Engineering.* Le premier volume, paru en 1882, en était à sa

5e édition en 1899. Le second volume, paru en 1883, 9e édition en 1903. Le troisième volume, paru en 1884, 4e édition en 1900.

1883. *Stationnary steam Engines.* 7e édition en 1903.

1884. *Development of the Philosophy of the steam Engine.* Discours paru en brochure en 1889.

1885. *Treatise of friction and lost work in Machinery and Millwork.* 7e édition en 1903.

1887. *Steam Boiler explosions in Theory and in practice.* Rapport.

1888. *A Manual of the steam boiler design.* 3e édition en 1903.

1890. *A Handbook of Engine and Boiler Trials.* 5e édition en 1903.

1890. *Heat asa form of Energy.*

1890. *Reflexions on the motive Power of Heat.* Traduction anglaise de l'immortel ouvrage de Sadi Carnot avec une biographie, des notes et la reproduction d'une note de William Thomson.

1891. *Life of Robert Fulton.*

1891. *A Manual of the steam Engine.* La première partie paraît en 1891 et en est à sa 6e édition en 1900 ; la deuxième en 1892, et sa 5e édition en 1902.

En 1892, Thurston avait contribué pour environ 20.000 termes techniques au Grand *Century Dictionnary.* C'est à peu près le dixième de six gros volumes in-4°.

Une analyse de ces ouvrages, de même qu'une simple énumération de plus de 300 de ses brochures ou discours, nous entraînerait trop loin. Mais nous croyons devoir donner ici le plan de son *Manual of the steam Engine* parce qu'il le considérait comme son *magnum opus* et que, ce plan, nous le tenons de lui-même. Il nous l'avait communiqué avant même que l'ouvrage fût complètement écrit (31 janvier 1891).

« L'ouvrage s'ouvre par un aperçu philosophique de l'histoire du développement de de la machine à vapeur au point de vue économique. Ensuite, la structure des machines modernes y est complètement exposée. Puis la théorie de la machine d'après Clausius avec les équations fondamentales de la thermodynamique et la théorie de Rankine pour les applications ; les modifications de la théorie pour les machines réelles ; le calcul des rendements d'après Rankine ; les quantités de chaleur perdues dans la machine réelle, leur recherche expérimentale, leur grandeur, leur calcul ; enfin, le calcul approximatif de la dépense probable de chaleur, de vapeur et de combustible des machines actuelles. Viennent ensuite les théories de la machine à cylindres multiples, de l'enveloppe, de la surchauffe, des machines à vapeurs binaires. Les projets et dessins, la construction, le montage, la conduite, l'entretien, les réparations, les essais de machines. La question financière, les spécifications, les contrats, etc.

« Vous voyez que ce ne sera pas un petit ouvrage ; et je ne serai pas fâché de prendre un peu de repos si je vis assez pour le voir à son terme, complet et accueilli par mes amis et par les connaisseurs professionnels. »

« J'ai presque prêt pour l'impression une *Vie de Fulton.* C'est un aperçu historique de la navigation à vapeur principalement extrait de mes écrits antérieurs. Ouvrage de vulgarisation. »

« Ainsi la nouvelle année s'ouvre en me présentant de la besogne tout plein ; et, si ma santé se conserve, elle finira par la réalisation de projets que je médite depuis trente ans. Après quoi je me sentirai indépendant de tous les destins. »

Bien qu'il disposât de peu de temps, Thurston s'est fait un honneur de collaborer dès la première heure à la *Revue de Mécanique.* Ses articles de 1897, pour faire connaître la construction américaine des machines à vapeur, ne se bornent pas à de simples descriptions, mais y ajoutent les résultats d'expériences faites sur quelques types renommés, Automatic, Allis, Leavitt, etc. Ils démontrent du même coup ce que peut faire un laboratoire d'École quand il est dirigé par un habile expérimentateur.

XVII

« Le riche philanthrope qui voudrait signaler le nouveau siècle par une action d'éclat, par un grand, noble et utile exemple, ne pourrait mieux faire que d'établir et de doter des laboratoires de recherches, non pour mieux rémunérer les professeurs, mais pour enrichir l'Institution du matériel nécessaire aux expériences de toutes sortes. Un tel bienfait serait inestimable, car il resterait productif longtemps encore après que les bâtiments seraient ruinés et le bienfaiteur oublié. » Ainsi me parlait Thurston.

Le richissisme philanthrope Carnegie estimait beaucoup l'enseignement tel que Thurston l'avait organisé à Ithaque. La preuve est qu'il fit un don de 1.250.000 francs à l'Université de Birmingham afin qu'elle organisât dans son sein une École d'ingénieurs sur le modèle de celle de Thurston. Celui-ci fournit tous les renseignements possibles qui furent complétés par une visite à Ithaque faite en novembre 1899 par une députation composée de MM. Burstall, Henrick et Poynting. C'était le compliment le plus flatteur et le plus substantiel qu'il eût jamais reçu; il l'estimait à l'égal de sa nomination de membre de la *Royal Institution of Great Britain*. « Et pourtant cette dernière, disait Thurston, était d'autant plus flatteuse que l'esprit de caste des hommes de science pure de notre pays tient à l'écart de l'*Académie nationale* tous les hommes de sciences appliquées, et que mon nom, plusieurs fois proposé, a toujours été écarté. » L'honneur que lui faisait Carnegie était grand, mais son désintéressement était tel qu'il eût préféré que l'honneur allât à un autre et le million à Ithaque.

« Carnegie a donné environ 50 millions de francs à l'Écosse, sa patrie, afin d'assurer aux enfants pauvres une solide éducation moderne (rien de l'ancienne éducation classique); 30 millions pour établir des bibliothèques utiles disséminées autour de New-York; 30 millions pour assurer des pensions à ses ouvriers de Pittsburgh. Il a dépensé plusieurs millions de dollars pour fonder et doter le *Collège technique de Carnegie* de Pittsburgh, sa demeure. L'Université Nationale attendait un tel généreux donateur depuis George Washington. Membre du Conseil de l'Université d'Ithaque, il a fourni les fonds nécessaires pour indemniser chacun des étudiants peu fortunés que l'épidémie typhoïde de 1903 avait frappés, et ainsi leur permettre de se faire un avenir honorable, tandis que sans cela leur carrière aurait été brisée. C'est une des plus belles actions de cet homme extraordinaire. S'il continue à vivre encore quelques années, il aura distribué un milliard en œuvres de progrès, charité bien entendue ! Si tous les capitalistes l'imitaient, il y aurait moins d'animosité contre eux dans toutes les classes. Espérons donc qu'il aura des imitateurs et même en Europe... M. Rockfeller, le roi des huiles, nous a aussi fait don d'un million et 250.000 francs pour notre laboratoire de physique. »

Carnegie avait voulu que Thurston prît une large part à l'organisation de son grand Collège technique de Pittsburgh, et dès 1901 Thurston y dépensait son génie organisateur. Il crut qu'il fallait commencer par une École supérieure, mais qui irait en grandissant tant par le haut que par le bas, comme il le proposait et comme l'a indiqué M. Brasshear dans le n° du 13 septembre 1901 de *Science*. En 1902, Thurston était Président du Conseil administratif de l'Institut Carnegie à Pittsburgh.

XVIII

Les derniers travaux de Thurston, qui n'ont pas été publiés malheureusement comprennent des essais de réception de grandes turbines système Parsons perfectionné par la maison Westinghouse et Cie. Il paraît que la Parsons de cette maison et la Curtis lancée

sur le marché par la Compagnie générale d'électricité, se vendent par unités quivont jusqu'à plus de 5.000 chevaux et en grand nombre. De plus fortes encore sont à l'étude. Et les commandes affluent. « On dirait que la turbine et la machine à gaz ont fait un pacte pour détrôner les anciennes formes de la machine à vapeur, et que celles-ci risquent d'être mises à l'arrière-plan dans un avenir pas trop éloigné. »

Thurston procéda en 1902 aux essais de deux grandes turbines à vapeur Parsons de la force de la force de 1.500 chevaux destinées à la *De Beers Diamond Mines C°* du Sud de l'Afrique. La machine pouvait faire 2.000 kilowats. Elle a marché avec une merveilleuse régularité. Tandis qu'elle fonctionnait à pleine charge, on devait interrompre brusquement le courant. « J'attendais un bruit, une étincelle, lorsqu'on m'apprit que c'était fait. Je ne m'en étais pas aperçu. Je fis renouveler l'expérience en observant le tachomètre et plusieurs fois, et j'ai ainsi constaté que la vitesse croissait effectivement de 4 p. 100 pendant un moment, puis reprenait une allure nouvelle avec 1 p. 100 d'augmentation. Courant de 5.000 volts. J'ai essayé le champ et l'armature avec des courants de 1.000 et 15.000 volts respectivement. La consommation de vapeur était petite, 6 kg. 214 par cheval-heure électrique dans les hautes charges ; un peu plus de 6 kg. 350 (14 livres) à des charges moindres mais grandes encore ; 7 kg. 031 à mi-charge; et 8 kg. 618 à quart de charge. Avec 50 p. 100 de surcharge, la consommation ne montait qu'à 6 kg. 024. La Compagnie Westinghouse construit d'après ses propres plans des turbines Parsons perfectionnées et les réussit si bien qu'elle a plus de commandes qu'elle n'en peut exécuter. »

XIX

Thurston eut l'occasion de mettre ses talents de mécanicien au service de la bonne politique du pays. Il était conseiller municipal de la Cité d'Ithaque et du parti de la minorité. Comme membre de la Commission des finances, il eut à donner son avis sur une machine à voter garantissant à l'électeur sa liberté et au pays l'exactitude du recensement des votes. Son rapport prouva que la machine rendait toute fraude impossible et faisait économiser 3 p. 100 des frais alloués pour les bureaux de vote et 10 p. 100 de frais d'impression ; en sus on pouvait diminuer le nombre des bureaux. Bien que Thurston fût de la minorité et eût contre lui des journaux de son parti, son rapport fut adopté à l'unanimité et partout approuvé dans la ville comme donnant un exemple de bonne politique, de bonne morale et de bonnes finances. L'État même réclama sa présence dans une commission chargée de juger les machines à voter qui lui seraient présentées et d'autoriser l'usage officiel de celles qui seraient reconnues le mériter. Ceci se passait en 1899. Et en avril 1900, la Commission adoptait une nouvelle forme de machine à voter que Thurston déclarait être une des plus belles pièces de mécanisme qu'il eût jamais vues. « Elle permet au votant de faire tout ce que la loi permet et l'empêche de faire rien autre soit délibérément, soit par méprise. »

L'État a encore mis à contribution la science de Thurston au sujet de la résistance des matériaux en 1891 quand il s'agit de faire de nouveaux coffres-forts pour y déposer environ un milliard d'or, d'argent et de valeurs diverses, somme qui continuait à s'accumuler à Washington. Heureux pays!

Espérons que l'idée, qui a été émise, de faire une édition complète des œuvres de Thurston, grands ouvrages comme brochures, discours, etc., sera réalisée sans retard. Ce serait le monument le plus digne à élever à sa gloire.

SUR LES PHÉNOMÈNES DE LA COMBUSTION
DANS LES MOTEURS FIXES A ALCOOL

Par M. **Sorel.**

(*Suite*) [1].

La carburation [2].

Je me propose, dans la présente note, de continuer l'étude de la carburation au point de vue chimique, et d'aborder l'étude des phénomènes d'ordre chimique que l'on peut rencontrer soit dans le carburateur lui-même, soit dans le cylindre pendant les phases qui précèdent l'explosion.

Cette étude m'a paru nécessaire, car de nombreux « chauffeurs » reprochent à l'alcool dénaturé, défini par la régie française ou plus ou moins carburé par la benzine de houille, d'encrasser la soupape d'admission, d'une part, au point de la rendre adhérente sur son siège après refroidissement, et, d'autre part, d'oxyder le cylindre et la soupape d'échappement.

Si l'on veut bien se reporter à ma première note annexée aux *rapports des Jurys sur le Concours international de moteurs utilisant l'alcool dénaturé, ayant eu lieu à Paris en mai 1902*, on pourra constater que sur 42 essais comportant tous l'emploi d'alcool dénaturé ou d'alcool carburé provenant du même fournisseur, on a pu observer qu'un assez grand nombre d'appareils, spécialement étudiés, il est vrai, pour l'emploi de l'alcool ou de l'huile de schiste ne présentaient pas trace d'encrassement des soupapes et que l'acidité reconnue dans les produits de l'échappement variait d'une façon très instable d'un appareil à l'autre.

D'où l'on pouvait conclure immédiatement que les réactions chimiques incriminées ne peuvent être attribuées uniquement à l'alcool, mais à la façon de l'utiliser pour la préparation du mélange explosif, et peut-être à la façon dont on constitue l'alcool dénaturé en France.

Dans beaucoup de moteurs, les deux soupapes sont situées l'une au-dessus de l'autre dans la même chambre : on facilite ainsi notablement leur visite, et de plus, certains censtructeurs ont pour but de refroidir la soupape de refoulement par l'arrivée brusque des gaz beaucoup moins chauds que ceux de l'échappement provenant du carburateur ; d'autres fois, les deux soupapes ont leurs axes parallèles et sont établies au fond de la culasse. De toute façon, l'une ou l'autre disposition ne paraît causer rien de nuisible quand on opère avec les essences légères de pétrole. Il n'en est pas de même quand on opère avec l'alcool si le carburateur n'a pas complètement et instantanément volatilisé le combustible avant qu'il rencontre le métal de la soupape d'admission surchauffé par le contact avec les gaz de l'explosion précédente.

Dans les deux cas, il y aura vaporisation brusque des gouttelettes liquides, d'où formation d'une sorte de tampon de vapeurs entre l'atmosphère du carburateur et la soupape, puis diffusion plus ou moins complète de ces vapeurs dans l'atmosphère du carburateur

1. *Revue de Mécanique*, janvier, février, juillet et août 1903.
2. Ces expériences ont été faites à la station d'essais du ministère de l'Agriculture, 47, rue Jenner.

produisant un mélange de moins en moins pauvre en oxygène à mesure qu'on s'éloigne de la soupape, enfin, un mélange sensiblement homogène dans la chambre de carburation proprement dite.

Dans les deux cas encore, lorsqu'au premier temps l'aspiration s'ouvrira, on enverra dans les gaz épuisés contenus dans la culasse des vapeurs trop carburées, puis de l'air en excès mélangé avec la partie réellement vaporisée du combustible. Malgré le brusque mouvement produit par le retour du piston pendant le deuxième temps, il est peu probable qu'on obtienne un mélange homogène, on aura donc combustion incomplète, d'où fumées et mauvaise utilisation du combustible.

Mais tandis que les carbures légers du pétrole, et même les carbures plus lourds de la même série, sont d'autant moins sensibles aux réactions pyrogénées qu'ils ont été soumis à plusieurs distillations, et ne peuvent donc se modifier au contact de la soupape surchauffée qu'en présence d'oxygène, l'alcool et ses homologues ou ses dérivés dont la molécule contient de l'oxygène peuvent subir des modifications très sérieuses à des températures nettement inférieures à celle des soupapes.

Pour bien fixer l'attention sur cette différence essentielle, avant d'aborder nos études propres, je me permets de rappeler que les expériences d'Armand Gauthier et d'Hélier sur quelques mélanges combustibles chauffés à des températures progressivement croissantes (A Gauthier, C. R. CXXXII, p. 566, 1896 ; Hélier, *Ann. Ph. et Ch.*, 7me série, t. X, p. 251, 1897). Nous appellerons x le rapport de la masse de H^2O ou CO^2 formés à la masse possible des mêmes composés si la réaction était intégrale.

Action de la chaleur sur le mélange H^2 *et* O *à la pression atmosphérique et dans des conditions isothermiques* [1].

TEMPÉRATURE centigrade	x	TEMPÉRATURE centigrade	x	TEMPÉRATURE centigrade	x
180°	0,0004	331°	0,0978	498°	0,5638
203°	0,0012	376°	0,2511	620°	0,8452
239°	0,013	416°	0,3570	637°	0,8565
260°	0,016	433°	0,3984	825°	0,961

D'après ces expériences, on pourrait donc déterminer la combustion presque intégrale sans inflammation brusque à condition d'absorber, par un volant, la chaleur déterminée par des réactions aussi profondes. D'après les auteurs, la température d'inflammation, dans les conditions où ils opéraient, était voisine de 875°.

Action de la chaleur sur le mélange O *et* CO *à la pression atmosphérique et dans des conditions isothermiques.*

TEMPÉRATURE centigrade	x	TEMPÉRATURE centigrade	x	TEMPÉRATURE centigrade	x
195°	0,0013	468°	0,0464	600°	0,2114
302°	0,0044	500°	0,062	689°	0,4636
365°	0,0141	504°	0,076	788°	0,603
408°	0,0303	566°	0,1443	855°	0,650
418°	0,0341	575°	0,1727		

1. C'est-à-dire où la température ne peut s'élever sous l'influence de la réaction chimique.

Ces données, qui sont les plus récentes, s'écartaient beaucoup de celles publiées par Mitscherlich pour la température explosive (670°) et par Mallard et Le Chatelier (500 à 600°). Il est vrai que ces derniers savants ont opéré à volume constant, dans les conditions non isothermiques mais *adiabatiques*, c'est-à-dire où aucune chaleur n'est cédée au milieu ambiant.

L'oxyde de carbone se montre, à ces températures relativement basses, beaucoup plus paresseux que l'hydrogène, de même que sous l'influence de l'étincelle électrique au voisinage des limites de combustibilité.

Mais, avons-nous dit plus haut, le fait de l'existence de l'oxygène dans la molécule même des alcools ou de leurs dérivés oxygénés rend l'étude beaucoup plus complexe.

Nous avons dû étudier :

1° L'action de températures relativement modérées sur les alcools ou leurs dérivés;

2° L'action de températures relativement modérées en présence de gaz brûlés (acide carbonique) et de petites quantités d'air ;

3° L'action des métaux seuls sur la molécule alcoolique.

Nous avons même décomposé le premier cas en deux :

1° *A.* — Action instantanée de la chaleur sur un courant de vapeurs.

1° *A.* — Action beaucoup plus lente, permettant de mieux caractériser les produits de la réaction.

1° *A.* — Action instantanée de la chaleur sur un courant de vapeurs alcooliques.

Cette étude préliminaire nous a paru nécessaire pour éliminer autant que possible l'influence du temps, si considérable dans nombre de réactions organiques, et faire apparaître les réactions primordiales d'où peuvent dériver d'autres beaucoup plus complexes.

Pour la réaliser dans des conditions toujours comparables et où l'on fût sûr de soumettre l'ensemble des vapeurs à une température connue, nous avons eu recours au dispositif suivant :

Un courant anhydride carbonique était obtenu en faisant réagir de l'acide chlorhydrique étendu sur du marbre concassé contenu dans un flacon à tubulure inférieure muni d'un tube de trop plein disposé de façon à faire équilibre à toutes les résistances intérieures de l'appareil. L'acide chlorhydrique était débité goutte à goutte, par un flacon de Mariotte, dans un large tube de sûreté. Le gaz dégagé contenait forcément une trace d'air. L'oxygène étant absorbé d'une façon continue par barbotage dans une longue colonne légèrement inclinée contenant une bouillie claire d'hydrate de protoxyde de fer, les traces d'acide chlorhydrique entraînées étaient fixées dans une grande éprouvette contenant du carbonate de calcium finement divisé, puis le gaz était desséché par son passage dans deux grandes éprouvettes à chlorure de calcium fondu. On obtenait donc un courant de vitesse sensiblement couve t d'anhydride carbonique contenant un peu d'azote.

Le mélange gazeux barbotait, par un tube bifurqué, dans un ballon contenant au moins un demi-litre de liquide à étudier, maintenu à température constante par un bain muni d'un bon thermorégulateur de Schlœsing, puis circulait pour plus de sûreté dans un serpentin en étain plongé dans le même bain, où l'on pouvait vaporiser jusqu'à saturation complète du gaz les particules liquides entraînées ; le restant était recueilli dans un petit flacon (on n'en trouvait que des traces). Enfin, aussitôt à leur sortie du bain, les gaz pénétraient dans le tube chaud, constitué par un tuyau en verre de Bohême ayant 5 millimètres de diamètre intérieur et 600 millimètres de longueur utile, plongé dans un bain d'air en fonte de 30 kilog. (fig. 1), chauffé par une rampe à gaz, facilement réglable à la main et entouré d'une enveloppe en tôle garnie intérieurement d'amiante. Il était facile de maintenir l'atmosphère intérieure du bain d'air à 2 degrés près de la température voulue.

Pour éviter toute condensation, les deux extrémités du tube étaient entourées d'une petite enveloppe en tôle B, et chauffées légèrement par une petite lampe à alcool C.

Le mélange de gaz et de vapeurs arrivait ensuite dans un flacon D, fermé par un bouchon en liège à deux trous; le second trou recevait un réfrigérant ascendant E, faisant refluer dans le flacon les liquides condensables. Les produits non condensés pénétraient ensuite par un tube courbé plongeant dans un petit bain de mercure dans un ballon tubulé F, plein de perles de verre et rempli d'une solution concentrée de potasse communiquant par le bas avec un flacon G, contenant la même solution et permettant de la renouveler; la tubulure supérieure de ce ballon était étirée fixement et communiquait par un tube étroit avec un flacon de Mariotte H, sous pression constante, rempli d'une solution concentrée de chlorure de calcium qui dissolvait les traces de vapeurs d'alcools entraînées sans absorber des quantités sensibles des gaz obtenus.

L'anhydride carbonique était absorbé dans le ballon à potasse, et l'aldéhyde ayant

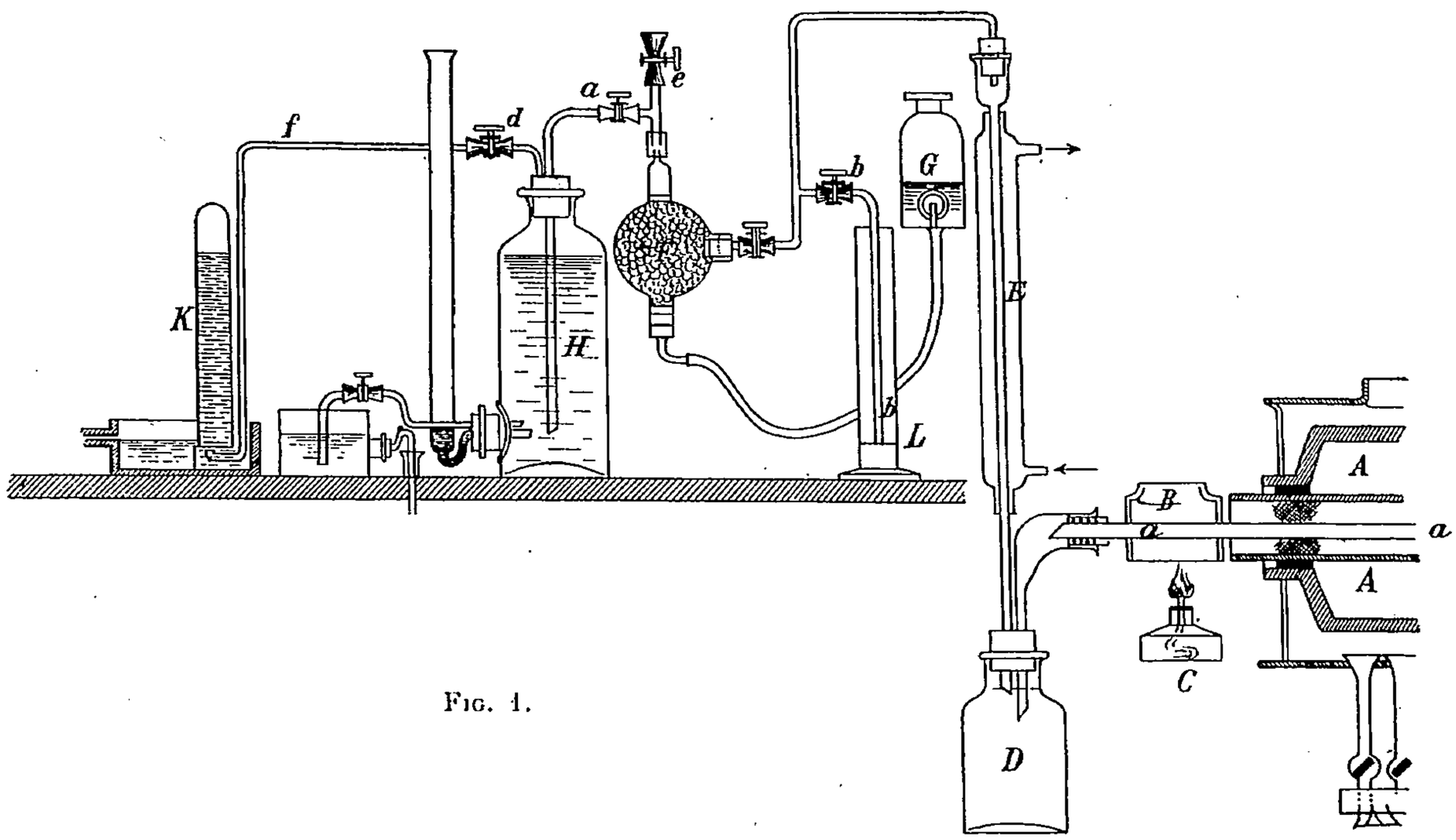


Fig. 1.

échappé à la condensation s'y polymérisait rapidement, grâce à la température développée par la formation du carbonate de potassium.

Il n'arrivait donc au flacon de Mariotte que de l'azote, des gaz provenant de la réaction, avec un peu d'anhydride carbonique. L'azote permettait de maintenir à l'état de vapeurs de petites quantités de carbures produits qui, autrement, eussent échappé à la recherche. A la fin de l'expérience, ces gaz étaient expulsés dans une éprouvette pleine d'eau K. On les transvasait sous le mercure dans une éprouvette contenant des perles de potasse fondue, puis on absorbait, dans la même éprouvette, par de l'acide pyrogallique, en présence de l'excès de potasse introduite, les traces d'oxygène qui avaient pu s'introduire pendant les opérations signalées.

Naturellement, tout l'appareil était purgé par le courant d'anhydride carbonique avant qu'on mît l'expérience en marche.

La fig. 1 représente la fin de l'appareil, la seule intéressante.

On voit en *bb* un tube de sûreté fermé par une pince et plongeant dans le mercure contenu dans l'éprouvette L, qui permet le dégagement du gaz quand on purge l'appareil ou qu'on supprime sa communication avec le ballon F. La fermeture *c* isole le ballon F du flacon H, la fermeture *d* permet d'expulser à volonté les gaz recueillis en H dans l'éprou-

vette K par le tube étroit *f*, préalablement rempli de chlorure de calcium, enfin la tubulure verticale fermée par la pince *e* donne le moyen de recueillir les carbures lourds qui se sont condensés à la surface de la potasse par suite de l'absorption de l'acide carbonique qui les maintenait en tension de vapeurs.

Il y avait souvent intérêt à reconnaître les différences qui pouvaient exister entre le liquide primitif et les liquides condensés (surtout dans les expériences ultérieures), ainsi qu'à avoir une notion sur la nature des liquides recueillis sur la potasse.

A coup sûr, une analyse organique élémentaire eût donné des renseignement précieux,

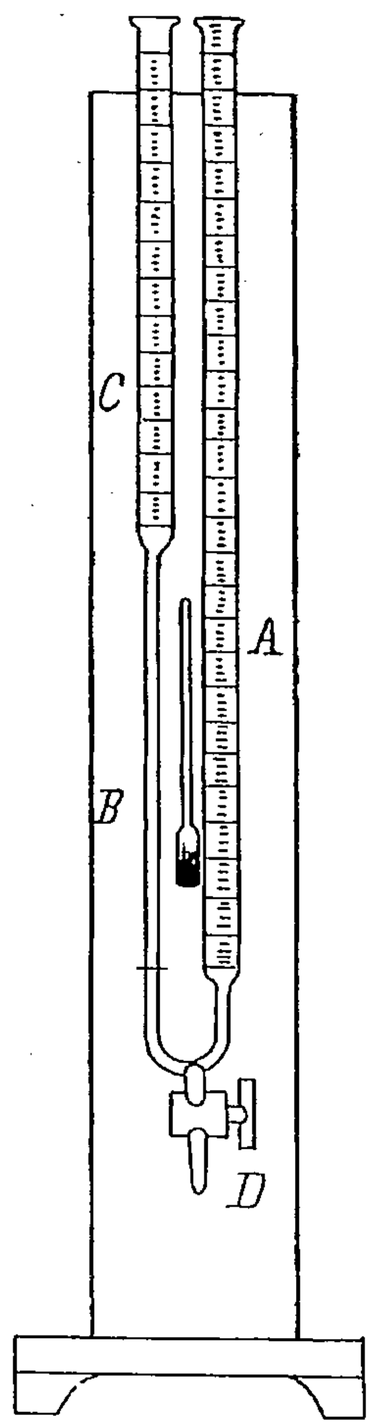


Fig. 2.

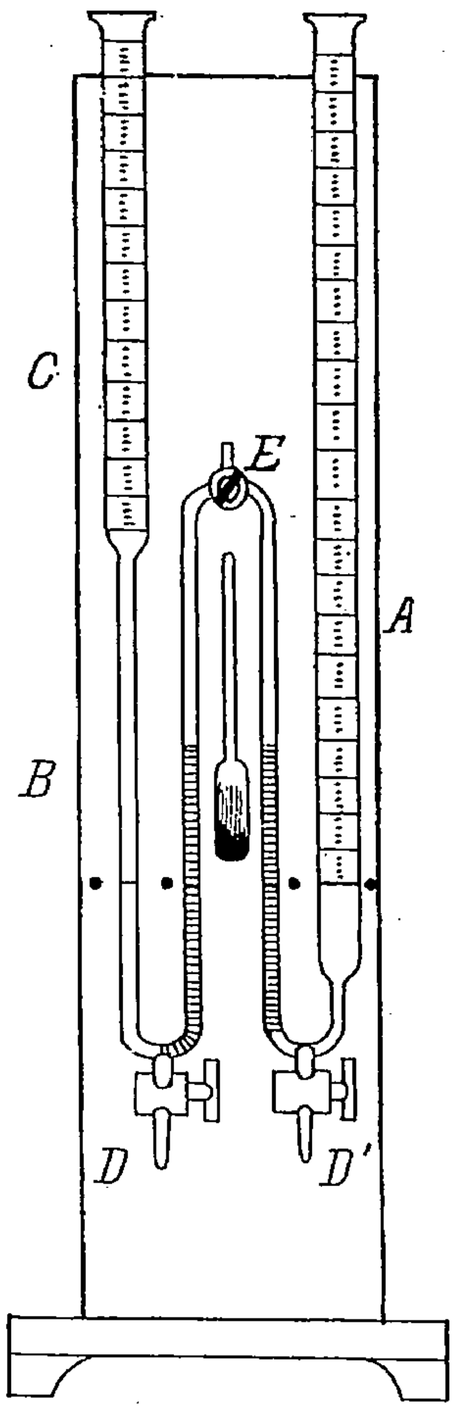


Fig. 3.

mais je ne pouvais pas entreprendre ce genre de recherches étant données l'installation trop défectueuse où j'ai réussi jusqu'ici à faire mes recherches et l'exiguïté des crédits alloués. Dans la plupart des cas, d'ailleurs, une mesure de densités pouvait suffire.

Mais il arrivait souvent qu'on ne recueillait dans le tube à reflux que des quantités très faibles de liquide, de 3 à 10 centimètres cubes. On ne pouvait alors songer à employer la méthode du flacon. J'ai eu recours, pour tourner la difficulté, aux dispositifs représentés par les fig. 2 et 3, en me basant sur la théorie des vases communiquants, d'après laquelle les hauteurs des colonnes de deux liquides se faisant équilibre sont en raison inverse des densités.

La fig. 2 est relative à un appareil simple, mais qui ne peut être employé que pour des liquides insolubles dans l'eau. Il consiste en deux tubes communiquants ayant dans

leur grande section 15 millimètres de diamètre intérieur : l'un A, destiné à contenir de l'eau distillée, est d'un calibre constant au-dessus du trait commun *o*, et divisé en millimètres ; l'autre est formé par un tube étroit B, terminé à 250 millimètres du *o*, par un tube C, divisé en millimètres et du même calibre que A. Un thermomètre indiquant le dixième de degré est fixé entre les deux tubes. Un robinet D, en verre, permet de faire écouler l'eau, jusqu'à ce que le ménisque de séparation des deux liquides affleure au 0°. Dans les cas qui nous occuperont, le composé organique est plus léger que l'eau : on pourra donc toujours s'arranger de façon que le ménisque de séparation soit dans la branche B. Dans ces conditions, on pourra faire la lecture du niveau supérieur du liquide à étudier dans la partie C, où l'influence de la capillarité est faible, pourvu que l'on dispose d'environ 4 centimètres cubes de liquide.

Pour faire l'expérience, on commence par laisser quelque temps un flacon à eau distillée et le flacon contenant le liquide à étudier sur le pied même de l'appareil, de façon que les deux liquides prennent la température accusée par le thermomètre fixé sur la planchette.

Quand on juge l'équilibre établi, on commence par verser un excès d'eau distillée dans l'appareil, puis on ajoute dans la branche CB le liquide à étudier, au moyen d'un petit entonnoir soufflé à pointe étirée et légèrement recourbée de façon à toucher la paroi intérieure du tube C. On évite ainsi la formation de tout ménisque d'air et de toute émulsion : le ménisque de séparation des deux liquides est très net. Ce ménisque est refoulé dans la partie étroite B. On ouvre alors, avec précaution, le robinet D et l'on fait écouler l'eau jusqu'à ce que le bas du ménisque de séparation affleure exactement au 0° commun de la graduation.

On vérifie qu'il ne se produise plus aucune dénivellation, ou on la corrige, et on lit finalement les hauteurs des deux liquides au-dessus du zéro commun et les indications du thermomètre.

Dans le cas de corps plus ou moins solubles l'un dans l'autre, j'ai eu recours à l'appareil représenté en fig. 3, où les deux liquides sont séparés par une colonne d'air assez étroite et assez longue pour qu'on puisse admettre qu'il n'y ait pas de mélange par diffusion pendant le temps de l'expérience.

Les tubes A, B et C ont la même disposition que ci-dessus, mais, au lieu de communiquer directement par un simple coude, ils sont réunis par un tube étroit doublement coudé, portant, à sa partie supérieure, un robinet à 3 voies E, qui permet de mettre isolément chacun des deux tronçons en communication avec l'atmosphère, de les faire communiquer ensemble ou de les isoler l'un de l'autre et de l'atmosphère. Les deux tubes A et E portent un trait de repère commun, ainsi que les deux branches du tube étroit qui les relie. Sur ces deux branches, sont gravées des divisions en millimètres en dessus et en dessous du 0°, sur une longueur de 50 millimètres.

Pour faire une détermination de densité, on place le robinet E comme il est indiqué dans la fig. 3, c'est-à-dire de façon à intercepter toute communication, puis on verse en A de l'eau distillée, en C, avec l'entonnoir décrit ci-dessus, le liquide à étudier, et on ouvre le robinet E ; il s'établit de suite un équilibre de niveau : en ouvrant soit le robinet D, soit le robinet D′, on amène les deux ménisques dans les tubes étroits à exister dans les limites de la graduation, et il n'est pas difficile de s'arranger de façon que ces niveaux soient inférieurs au niveau primitif, grâce à la manœuvre des robinets D et D′, ce qui assure que la tension capillaire de chaque liquide est plus exactement utilisée. Si, dès lors, on mesure les différences du niveau entre les surfaces libres des deux liquides, on a, comme dans le cas précédent, les hauteurs des deux liquides se faisant équilibre, et, par le calcul inverse, les densités.

Pour l'alcool méthylique pur, on adoptera les coefficients suivants :

	VOLUME % A 15° 56					
t.	100	93,17	95,47	76,94	67,69	57,70
0 C	1,01783	1,01643	1,01498	1,01366	1,01240	1,011046
5	1,01209	1,01112	1,01015	1,00935	1,00841	1,00748
10	1,00633	1,00683	1,00531	1,00485	1,09440	1,00392
15	1,00057	1,00053	1,00048	1,00044	1,00040	1,00035
20	0,99482	1,99523	0,99565	0,99603	0,99639	0,99679
25	0,98906	0,98993	0,99081	0,99162	0,99239	0,99323
30	0,98330	9,98463	0,98598	0,98712	0,98831	0,98967

Pour l'alcool pur, les coefficients sont les suivants :

	VOLUME % A 15° 56					
t.	97	95	90	85	80	75
0° C	1,016	1,015	1,015	1,014	1,014	1,014
5	1,010	1,010	1,010	1,010	1,010	1,009
10	1,005	1,005	1,005	1,005	1,005	1,005
15	1,0002	1,0002	1,0002	1,0002	1,0002	1,0002
20	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995	0,995
25	0,990	0,990	0,990	0,990	0,991	0,991
30	0,985	0,985	0,985	0.985	0,986	0,986

D'après Lunge, on peut appliquer aux carbures que nous aurons à étudier, les corrections suivantes :

Pour les poids spécifiques de 0,880 et au-dessous,

	RETRANCHER								AJOUTER					
t.	2	4	6	8	10	12	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23	25	29
	0,0105	0,009	0,008	0,006	0,0045	0,003	0,002	0	0,001	0,0025	0,004	0,0055	0,007	0,009

Pour les poids spécifiques compris entre 0,880 et 0,920,

	RETRANCHER								AJOUTER							
t.	2	4	5,5	7	5	10,5	12	14	15,5	17	19	20,5	22	24	25,5	27	29
	0,010	0,0085	0,0075	0,0065	0;005	0,004	0,0025	0,001	0	0,001	0,0025	0,0035	0,005	0;006	0,007	0,008	0,0095

Pour les poids spécifiques compris entre 0,920 et 0,960,

	RETRANCHER										AJOUTER										
t.	1,5	3	4,5	6	7,5	8,5	10	11,5	13	14	15,5	17	18	19.5	21	22,5	24	25	26,5	28	29,5
	0,010	0,009	0,008	0,007	0,006	0,005	0,004	0,003	0,002	0,001	0	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010

Mais, il faut bien tenir compte de ce que la plupart de ces expériences ne se font pas à la température normale de 15°. Comme, dans beaucoup de cas, nous serons obligés de nous servir de renseignements étrangers se rapportant à la température de 15° 56, peu différente de notre température normale, pour l'alcoométrie de 15° C, nous adopterons la première.

Pour l'eau, si t est la température de l'expérience, on devra multiplier la hauteur lue par les coefficients suivants pour avoir la hauteur à 15°, 56.

$t = 0°$	1,00079	$t = 16°$	0,99992
2	1,00077	18	0,99975
4	1,00092	20	0,99918
6	1,00089	22	0,99874
8	1,00080	24	0,99828
10	1,00075	26	0,99778
12	1,00047	28	0,99725
14	1,00022	30	0,99668

Revenons maintenant au sujet de notre étude.

1° *a*.

L'alcool éthylique employé était d'habitude à 95° Gay Lussac et l'alcool à 99°. Comme il est très difficile d'obtenir ces produits exempts des aldéhydes correspondantes, on les a additionnés d'une petite quantité de phosphate acide d'aniline, afin de faire entrer les aldéhydes dans une combinaison non volatile.

En faisant réagir de l'air en excès sur de l'alcool éthylique, dans le tube étroit décrit ci-dessus, on a constaté qu'il ne se produit pas d'oxydation sensible jusqu'à une température comprise entre 200° et 250°.

A 250° les produits condensés commencent à rougir faiblement le tournesol, et le bisulfite de rosaline accuse des traces d'aldéhyde.

A la même température, mais dans un courant d'anhydride carbonique, on n'observe pas d'acide acétique, mais on constate une trace très faible d'aldéhyde acétique. On peut donc dire que l'alcool éthylique à 95° G. L. commence à se dédoubler à partir de 250° en donnant de l'aldéhyde. Nous sommes donc loin de la température de 450° à 500°, indiquée par divers auteurs.

Dans ces expériences préliminaires, deux actions pouvaient se superposer : celle de l'oxygène et celle de la chaleur.

Nous avons éliminé l'action de l'oxygène en opérant dans une atmosphère d'anhydride carbonique et d'azote.

L'alcool méthylique a, dans ces conditions, donné des traces nettes de décomposition dès la température de 150°. On trouvait dans les produits provenant du condenseur une quantité notable d'aldéhyde formique ; la potasse du ballon F était nettement colorée en jaune par la polymérisation de cette aldéhyde entraînée par le courant gazeux. Quant aux gaz recueillis en très petite quantité d'ailleurs, leur combustion dans l'eudiomètre indiquait l'existence du méthane seul. La décomposition était donc représentée par la réaction simple :

$$2CH^4O = CH^2O + H^2O + CH^4.$$

Dans les expériences ultérieures faites à des températures croissantes, on trouva que la dose d'aldéhyde formique allait en diminuant, et, qu'au méthane, commençait, dès 205°,

à se mêler de l'éthylène; à la réaction principale qui vient d'être indiquée se superposait donc, même dans des opérations durant moins d'une seconde, la réaction :

$$2CH^4O = C^2H^4 + 2H^2O.$$

Peut-être vaudrait-il mieux écrire :

$$CH^4O = CH^2 + H^2O,$$

bien que les corps CH^2 n'existent pas réellement; mais nous verrons que, dans les conditions de nos expériences, le radical CH^2 vient se fixer sur d'autres composés carburés. En particulier, ici, si nous doublons la molécule, nous arrivons au composé C^2H^4, dont la présence a été constatée. Si nous portons la température à 300° et au delà, nous voyons la seconde réaction l'emporter sur la première; c'est-à-dire que la production d'aldéhyde formique diminue quand la température s'élève et que l'éthylène devient prédominant. C'est donc la seconde réaction qui est seule à considérer aux hautes températures dans une atmosphère non oxydante.

Toutefois, dans certains cas, en opérant dans le même appareil, nous avons observé une réaction différente, caractérisée par l'équation suivante, sur laquelle nous aurons à revenir plus loin ; vers 300°, on ne constatait que des traces d'aldéhyde, mais le gaz combustible (en très petite quantité) consistait en un mélange d'éthylène, d'oxyde de carbone et d'hydrogène; les deux réactions suivantes avaient donc dû se superposer :

$$2CH^4O = CH^2O + H^2O + CH^4$$
$$CH^2O = CO + 2H.$$

A la température de 350°, on trouve une réaction beaucoup plus profonde. A côté d'une petite quantité d'un carbure acétylénique précipitant en jaune le chlorure cuivreux ammoniacal (C^3H^4 probablement), on trouve des carbures éthyléniques, et principalement des carbures de la série saturée où prédominent l'éthane C^2H^6 et le propane C^3H^8.

Nous avons opéré de même en substituant à l'alcool méthylique à 99° de l'alcool éthylique à 95°.

A la température de 305°, c'est à peine si l'on constate la formation d'une trace d'aldéhyde; les produits non absorbés par la potasse ne contiennent pas de gaz combustibles.

Mais, à 352°, on commence à constater l'existence d'une trace d'hexane, avec un peu d'aldéhyde acétique :

$$2C^2H^6O = C^2H^6 + C^2H^4O + H^2O.$$

Le dédoublement de l'alcool éthylique, sous l'action de la chaleur seule, commence donc entre 300° et 350° et non pas vers 500°, comme il est indiqué dans la plupart des traités de chimie.

Comme certains procédés de carburation reposent sur la solubilité des carbures légers de la série saturée dans l'alcool additionné de ses homologues supérieurs, et en particulier de l'alcool amylique, nous avons jugé utile d'étudier l'action de la chaleur sur ce dernier produit. Au point de vue de l'alcool dénaturé défini par la régie française, la question n'aurait pas d'importance, puisque notre législation n'admet pas plus de 1,5 p. 100 *d'huiles essentielles* dans l'alcool à dénaturer; mais la loi ne prévoit pas l'addition, à l'alcool dénaturé, de carbures dissous à la faveur de ces huiles essentielles.

Nous avons donc opéré sur de l'alcool amylique sensiblement pur, bouillant à 130°, plus pur évidemment que les huiles amyliques proposées par le commerce.

A la température de 255°, bien que la vaporisation fût faite à 89°, on n'a trouvé que

fort peu d'aldéhyde valérique dans les produits condensés ; il y en avait dans les gaz, car la potasse avait fortement jauni, les gaz avaient d'ailleurs une odeur piquante et caractéristique du valéral ; d'après la contraction et la production d'acide carbonique observées dans l'eudiomètre, il semble qu'on a déterminé la production d'un mélange de butane et de pentane, avec une trace d'oxyde de carbone.

Si on porte la température jusqu'à 350°, l'odeur piquante des gaz devient peu sensible, l'existence d'aldéhyde semble constante, mais on ne trouve plus de gaz combustibles ; par contre, on constate sur les parois du flacon D (fig 1) des traces huileuses et jaunâtres ; il s'est donc formé des produits goudronneux plus condensés et à peine volatils.

Ayant constaté que l'alcool méthylique fournit à des températures relativement basses de l'aldéhyde formique, il y avait intérêt à étudier l'action de la chaleur sur ce dernier corps.

A cet effet, on a fait barboter le courant d'acide carbonique dans une solution neutralisée d'aldéhyde formique à 40 p. 100.

A la température de 250°, on constate nettement la production d'un gaz combustible contenant de l'oxyde de carbone, des carbures acétyléniques, pas de carbures absorbables par l'acide sulfurique, donc pas de carbures éthyléniques, enfin des carbures ayant résisté à l'action des divers absorbants des gaz précédents et de l'acide sulfurique fumant. Le rapport de la contraction au volume de l'acide sulfurique provenant de l'explosion en présence d'un excès d'air est 0,690. Comme il ne peut guère être question que des vapeurs d'un carbure de la série saturée, ce carbure aurait pour formule C^8H^{18}, correspondant au rapport 0,687. On assisterait donc, dans cette expérience, à la synthèse d'un des pétroles formant l'anneau qui relie les essences commerciales au pétrole lampant.

En opérant à 350°, on voit diminuer le taux d'oxyde de carbone et de composés acétyléniques. Il n'y a toujours pas traces sensibles de carbures absorbables par l'acide sulfurique bouilli ; le rapport de la contraction au volume d'acide carbonique produit par l'explosion en présence d'un excès d'oxygène est 0,917. Les carbures saturés ainsi produits, et plus abondants relativement que dans le cas précédent, seraient donc un mélange de propane C^3H^8 (rapport 1) et de butane C^4H^{10} (rapport 0,875) dans les proportions de 1 volume du premier pour 2 du second.

Ainsi, du moment qu'il existe ou qu'il peut se former de l'aldéhyde formique au contact de corps chauffés au-dessus de 200°, on constate des décompositions beaucoup plus profondes que dans le cas où il n'y a que des alcools (le tout étant supposé à l'abri de l'oxygène de l'air).

On peut, d'ailleurs, se rendre assez bien compte du mécanisme du phénomène et des différences observées entre les réactions des alcools éthylique et méthylique et celles de leurs aldéhydes.

Nous avons constaté qu'il ne se produit pas de charbon dans ces réactions à l'abri de l'air. Si donc il se sépare du carbone, il ne peut exister qu'à l'état d'oxyde ou d'anhydride carbonique d'une part, de carbures d'hydrogène d'autre part. Voyons si le fait est possible : il y aura, d'ailleurs, toujours formation d'eau dans cette combustion incomplète.

Considérons d'abord l'alcool méthylique, et posons la relation exprimant qu'il s'est formé de l'anhydride carbonique, de l'eau et un carbure d'hydrogène :

$$nCH^4O = mCO^2 + (n - 2m)\,H^2O + C^{n-m}H^{2n+4m}.$$

Or, la formule générale d'un carbure d'hydrogène $C^pH^{2p+2\alpha}$, α étant un nombre positif du négatif, nous devons avoir :

$$2\,(n - m) = 2n + 4m - 2\alpha,$$

d'où :

$$3m = -\alpha,$$

ce qui est inadmissible.

On arriverait à la même conclusion dans le cas de l'alcool éthylique.

Supposons qu'il ait pu se former de l'oxyde de carbone, de l'eau et un carbure d'hydrogène :

$$nCH^4O = mCO + (n - m)\,H^2O + C^{n-m}H^{2n+2m}.$$

Le même raisonnement nous amènerait à la relation :

$$2n - 2m = 2n + 2m - 2\alpha,$$

d'où $m = \frac{\alpha}{2}$, ce qui est encore impossible.

Donc, en l'absence d'une source d'oxygène extérieure à la molécule même de l'alcool, celui-ci ne peut donner naissance à de l'oxyde de carbone ou à de l'anhydride carbonique.

Il est, dès lors, naturel d'inférer que l'oxyde de carbone que l'on constate dans beaucoup d'analyses, ainsi que nous l'avons vu et que nous le verrons encore plus tard, provient des aldéhydes.

Posons donc la relation :

$$nCH^2O = mCO^2 + (n - 2m)\,H^2O + C^{n-m}H^{4m}.$$

Écrivons, comme ci-dessus :

$$2\,(n - m) = 4m - 2\alpha,$$

d'où :

$$n = 3\,m - \alpha.$$

Faisons $\alpha = -1$, cas de la série saturée, la relation $n + 1 = 3m$ est satisfaite pour

$n = 2$	$m = 1$	CH^4	méthane
$n = 5$	$m = 2$	C^3H^8	propane
$n = 8$	$m = 3$	C^5H^{12}	pentane
$n = 11$	$m = 4$	C^7H^{16}	heptane, etc.

Si nous posons $\alpha = o$, cas de la série éthylénique, la relation $n = 3\,m$ est satisfaite pour des valeurs entières par :

$n = 3$	$m = 1$	C^2H^4	éthylène
$n = 6$	$m = 2$	C^4H^8	butylène, etc.

Les corps de cette série étant tous facilement absorbables par l'acide sulfurique bouilli, sauf l'éthylène, nous constatons qu'il ne s'en forme pas dans les conditions de l'expérience.

Faisons $\alpha = +1$, cas de la série acétylénique, nous aurons la relation $3\,m = n - 1$, qui est satisfaite pour des valeurs entières par :

$n = 4$	$m = 1$	C^2H^4
$n = 7$	$m = 2$	C^5H^8, etc.

On ne peut donc pas former d'acétylène dans ces conditions, mais bien ses homologues supérieurs, absorbables avec précipitation jaune par le chlorure cuivreux ammoniacal. Nous avons précisément rencontré ces corps.

Et ainsi de suite.

D'autre part, nous avons constaté la production d'oxyde de carbone ; posons donc la relation :

$$nCH^2O = mCO + (n - m)\ H^2O + C^{n-m}H^{2m}$$

et reprenons les calculs précédents ; la relation entre n et m devient :

$$n = 2m - \alpha.$$

Si nous faisons $\alpha = -1$, nous trouvons comme valeurs satisfaisantes :

$n = 1$	$m = 1$	d'où :	$CO + H^2$	hydrogène
$n = 3$	$m = 2$	—	$CO + CH^4$	méthane
$n = 5$	$m = 3$	—	$CO + C^2H^6$	éthane
$n = 7$	$m = 4$	—	$CO + C^3H^8$	propane, etc.

Si nous faisons $\alpha = o$, nous trouvons :

$n = 2$	$m = 1$	d'où :	CH^2 (radical que nous rencontrerons)
$n = 4$	$m = 2$	—	C^3H^6, etc.

Si nous faisons $\alpha = +1$, nous trouvons :

$n = 3$	$m = 1$	d'où :	C^2H^2 (?)
$n = 5$	$m = 2$	—	C^5H^4, etc.

On pourrait faire la même étude avec l'aldéhyde acétique, mais elle présente moins d'intérêt puisqu'il faut des températures notablement plus élevées pour dédoubler l'alcool éthylique.

Il est cependant bon de noter la réaction :

$$C^2H^6O - 2\ (CH^2O) + H^2,$$

qui explique la production d'aldéhyde formique dans certaines mauvaises combustions, aux dépens de l'alcool éthylique.

Avant de quitter cette première question, il est bon de voir ce qui se passe quand on associe un carbure d'hydrogène, la benzine, par exemple, au corps précédemment étudié.

Si l'on dirige dans le tube à 300° un mélange obtenu par barbotage d'anhydride carbonique dans de l'alcool éthylique additionné de 10 p. 100 de benzine et chauffé à 20°, on a, comme nous l'avons vu dans une note précédente, très sensiblement, parties égales d'alcool et de benzine dans les vapeurs. Dans ces conditions, on ne trouve guère que des vapeurs de benzine dans les gaz non condensés ; il n'y a pas eu de réaction.

Si l'on porte la température à 350°, il semble se former moins de gaz ; une faible partie est absorbable par l'acide sulfurique bouilli et par le chlorure cuivreux ammoniacal ; le restant fournit un rapport de la contraction à l'acide carbonique égal à 1,361, correspondant à un mélange de méthane et d'éthane. Enfin les carbures liquides recueillis au réfrigérant ascendant et séparés de l'alcool ont l'odeur du benzol brut et une densité 0,875 ; ils contiennent donc du toluène.

On peut expliquer ces réactions par les formules hypothétiques suivantes :

$$C^6H^6 + C^2H^6 = 2\,C^4H^6$$
$$C^2H^6 = CH^4 + CH^2$$
$$C^6H^6 + CH^2 = C^7H^8.$$

En répétant la même expérience sur un mélange d'alcool méthylique et de 10 p. 100 de benzine à 300°, on constate l'existence d'oxyde de carbone et d'un carbure acétylénique qui précipite le chlorure cuivreux en jaune; après absorption des traces de vapeurs de benzine par l'acide sulfurique fumant, on trouve un peu d'hydrogène et du méthane. Ce sont les résidus habituels de la décomposition de l'aldéhyde formique.

La benzine paraît n'avoir pas été modifiée, ou du moins ce qu'on peut en retirer par le condenseur ascendant a pour poids spécifique 0,888 à + 10°, soit 0,884 à 15°.

A 250°, on ne trouve plus à l'eudiomètre que des vapeurs de benzine, ainsi les produits de décomposition de l'alcool méthylique ont disparu. Par contre le carbure recueilli au condenseur ascendant a pour densité 0,880 à + 10°, soit sensiblement 0,876 à 15° ; il est donc en grande partie formé de toluène :

On a donc en réaction :

$$CH^4O = CH^2 + H^2O$$
$$C^6H^6 + CH^2 = C^7H^8.$$

En substituant à la benzine de l'essence légère de pétrole, on constate, à 250°, la production de carbures acétyléniques et d'une trace de carbures absorbables par l'acide sulfurique bouilli : ce qui reste de gaz combustibles présente un rapport de la contraction à l'acide carbonique formé par combustion égal à 0,810 correspondant sensiblement au pentane : mais les produits condensés ont un poids spécifique trop élevé, 0,730 à 13° 2 (le mélange initial de carbures avait comme poids spécifique 0,687 à 13° 8), correspondant à un mélange de nonane et de décane pour qu'on puisse admettre que la petite quantité de gaz retrouvée représente toutes les parties légères du pétrole.

Il y a donc lieu de penser qu'on se trouve en présence d'une réaction pareille, à la précédente ; décomposition de l'alcool méthylique et fixation de radicaux CH^2 sur la molécule d'un carbure saturé.

Substituant la solution neutre d'aldéhyde formique aux deux alcools précédents et y ajoutant 25 p. 100 de son volume de benzine, on a trouvé, à 250°, l'existence de carbures homologues de l'acétylène, de carbures éthyléniques, pas d'oxyde de carbone. Le rapport de la contraction à l'acide carbonique après explosion est 1,81. Il est donc probable qu'on a affaire à du méthane, naturellement mélangé de benzine. Celle-ci n'a pas été altérée, car la partie recueillie au condenseur ascendant avait pour poids spécifique 0,886 à 12° 4, soit 0,884 à 15° 5.

Répétant la même opération à la température de 350°, on observe un changement complet : les gaz prédominants sont l'oxyde de carbone et les homologues de l'acétylène (allylène probablement), pas de carbures rapidement absorbables par l'acide sulfurique bouilli, traces d'un carbure saturé et vapeurs de benzine. Celle-ci n'est pas altérée sensiblement, car la partie insoluble dans l'eau des produits recueillis au réfrigérant ascendant a pour poids spécifique 0,886 à 11° 5, soit 0,883 a 15° 5.

Étudiant ensuite l'action de la température de 300° sur le mélange d'aldéhyde de formique et d'essence légère de pétrole, nous ne trouvons pas d'oxyde de carbone ni de carbures acétyléniques, il y a une trace de carbures absorbables rapidement par l'acide sulfurique bouilli : les autres gaz combustibles qui détonent avec une grande violence consistent presque exclusivement en vapeurs d'hexane. La partie insoluble du produit condensé a pour poids spécifique 0,716 à 15° 5 : ce serait donc principalement de l'octane.

Portant la température à 350°, on trouve prédominants, comme dans le cas de la benzine, l'oxyde de carbone et les homologues de l'acétylène : pas de carbures éthyléniques ; naturellement vapeurs d'essence de pétrole. Poids spécifique de la partie insoluble des produits condensés 0,702 à 15° 5. C'est donc principalement un mélange d'heptane et d'hexane.

En résumé, dans le cas prévu dans cette première série d'études, où les vapeurs sont, pendant un temps très court (moins d'une seconde) et à l'abri de l'oxygène, portées à des températures atteignant 350°, en présence de corps solides sans action sur elles, l'alcool méthylique est seul capable de transformer un carbure en ses homologues supérieurs moins volatils, ce qui correspond à la formation des corps goudronneux sur la partie externe de certaines soupapes d'admission.

L'alcool amylique de fermentation peut fournir aussi un peu de ces corps ; mais il n'y a guère à en tenir compte pratiquement, puisqu'il ne peut en exister, d'après les règlements actuels sur la dénaturation, qu'un taux négligeable.

L'alcool éthylique et l'aldéhyde de formique, seuls ou mélangés avec la benzine ou les derniers carbures de la série saturée, ne présentent, dans les conditions ci-dessus, que l'inconvénient de se transformer partiellement en gaz combustible, il est vrai, mais où une partie du carbone a déjà été brûlée, et qui peuvent d'ailleurs ne pas se mélanger d'une façon homogène avec le restant de la charge.

1 *b*.

Pour augmenter la durée du séjour dans une enceinte chaude, nous avons substitué au tube étroit des expériences précédentes, un tube de Bohême de 16 millimètres de diamètre intérieur et, afin que toutes les veines gazeuses fussent également chauffées, la partie de ce tube plongée dans le bain d'air chaud était remplie de fragments de porcelaine.

Il est clair que les vapeurs, dès qu'elles atteignaient une des températures observées dans les essais précédents, devaient commencer par y subir les mêmes réactions instantanées, mais il pouvait souvent se produire entre les nouveaux composés formés, de nouvelles réactions venant compliquer les résultats. Ce point était important à vérifier pour savoir si les mêmes phénomènes se passeront à la surface des soupapes d'admission, dans les moteurs à allure très rapide et dans les moteurs relativement lents.

Le séjour dans le tube chaud étant plus long, nous avons pu opérer sur de plus grands volumes de gaz que dans les expériences précédentes.

Deux expériences ont été faites à 350° avec l'alcool méthylique, bien dépouillé d'aldéhyde : la première correspond à un passage lent des vapeurs, l'autre à une vitesse sensiblement double.

Dans la première on n'a trouvé ni oxyde de carbone, ni carbures acétyléniques, il y avait un peu de carbures absorbables par l'acide sulfurique bouillant : le plus grande partie des gaz combustibles consistait en hydrogène pur.

Il s'était formé beaucoup d'aldéhyde formique. Le liquide condensé était neutre et avait pour poids spécifique à 19° 0,786, soit 0,789 à 15° 5 : ce poids est remarquablement faible, car à l'alcool à 99° p. 100 correspond le nombre 0,789 ; nous retrouverons souvent le même fait quand la production d'aldéhyde est notable.

D'après cela, la réaction principale se traduit par :

$$CH^4O = CA^2O + H^2.$$

Dans la seconde expérience, il y a très peu d'aldéhyde ; par contre nous trouvons le cortège habituel des composés dérivant de l'aldéhyde formique : oxyde de carbone, carbures acétyléniques, et éthyléniques, et éthane ainsi que de l'éthylène qui est le composé dominant. Le poids spécifique à 15° 1 est 0,778.

En ce qui concerne l'alcool éthylique, nous avons étudié, en outre de l'influence de la température, celle de la dilatation.

Les vapeurs de l'alcool à 95°, portées à la température de 95°, soumises à la température de 250°, ont fourni de l'aldéhyde, de l'oxyde de carbone et de l'allylène. Le liquide condensé avait une réaction neutre : son poids spécifique était 0,798 à 15°2.

A la température de 350°, la proportion d'aldéhyde a notablement augmenté. Les gaz formés sont l'oxyde de carbone, l'allylène ou un de ses homologues, des carbures absorbables par l'acide sulfurique bouilli et un mélange d'éthane et d'éthylène où domine l'éthane. Le liquide condensé avait une réaction nettement acide au tournesol : son poids spécifique était 0,787 à 21°. A cette température, le poids spécifique d'alcool à 95° eût été 0,8223.

Nous rencontrons, pour la première fois, la production d'un acide : il est probable que nous pouvons l'expliquer par les formules :

$$2\,(C^2H^4O) = C^2H^4O^2 + C^2H^4$$

ou

$$2\,(C^2H^6O) = C^2H^4O^2 + C^2H^4 + 4H,$$

l'hydrogène réagissant sur les carbures éthyléniques pour faire un carbure saturé.

L'alcool à 90° traité à la température de 350° a donné un volume gazeux plus abondant que ci-dessus ; les gaz ont abandonné sur la potasse un liquide jaune huileux en trop petite quantité pour qu'on pût l'étudier.

Le liquide condensé était très acide, il ne contenait aucun corps insoluble dans l'eau : il avait pour poids spécifique 0,796 à 19° (à cette température le poids spécifique d'alcool à 90° eût été 0,837). Il y avait moins d'aldéhyde que dans le cas précédent.

Les gaz combustibles consistaient en petites quantités d'oxyde de carbone et de carbures éthyléniques associées à un peu de composé tel que le rapport de la contraction au volume d'anhydride carbonique produit par la combustion est 0,513. Ce rapport est très sensiblement celui qui convient aux carbures de la forme C^nH^{2m-4}, peut-être le pyropentylène C^5H^6, bouillant à 42° et qui serait le corps huileux observé sur la potasse.

L'alcool éthylique à 85° étant employé en Allemagne, il y avait intérêt à l'étudier. L'essai a été fait à 35°0. Il s'est produit de suite de l'aldéhyde et en abondance. Le liquide condensé avait pour poids spécifique 0,813 à 17° 4 correspondant à 95° 15 .

L'acidité était assez faible.

Les gaz produits ne contenaient pas de carbures acétyléniques : on y trouvait de l'oxyde de carbone, un peu de carbures absorbables par l'acide sulfurique bouilli et principalement du méthane et de l'éthane.

Une solution à 40 p. 100 d'aldéhyde formique parfaitement neutralisée vis-à-vis du tournesol fut employée dans les mêmes conditions à la température de 346°. Les produits condensés rougirent le tournesol à la façon des acides forts.

Les gaz contenaient de l'oxyde de carbone, des carbures acétyléniques : l'acide sulfurique bouilli y déterminait une augmentation de volume, due sans doute à la décomposition d'un peu de vapeur d'aldéhyde incomplètement palymérisée par la potasse ; en effet, après cette réaction, on retrouva une quantité très sensible d'oxyde de carbone. Il y avait, en outre, un peu de propane et de butane.

L'alcool méthylique, mélangé de 10 p. 100 de benzine échauffée à 50°, a fourni des vapeurs qui furent soumises à la température de 350°. La benzine pure employée avait pour poids spécifique 0,884 à 15° 5.

Le carbure isolé des produits recueillis au condenseur ascendant avait pour poids spécifique 0,898 à 14° 2, soit 0,897 à 15° 5.

En outre, il se condensa sur la potasse une petite quantité de benzine pure.

Les gaz ne contenaient ni oxyde de carbone, ni acétylène, très peu da carbures étyléniques, mais une quantité considérable d'étylène et, naturellement, ils étaient saturés de vapeurs de benzine.

Enfin, on opéra de même sur un mélange d'aldhéhyde formique neutralisée et de benzine. Les vapeurs furent soumises à la température de 150°.

Naturellement on constata, comme ci-dessus, une très forte acidité dans les produits recueillis au condenseur. Le carbure extrait de ces produits avait pour poids spécifique 0,881 à 16°5. C'était donc de la benzine presque pure. Enfin, pour la première fois, nous avons vu apparaître du charbon très divisé. Il n'y avait ni oxyde de carbone, ni composés acétyléniques, fort peu de carbures absorbables par l'acide sulfurique et un peu d'éthylène.

Ainsi, l'acidité que l'on constate dans les produits de la combustion des moteurs à alcool peut provenir de réactions à l'abri de l'air se produisant dans les parties les plus chaudes du carburateur. L'alcool méthylique ne peut être incriminé qu'indirectement, il donne un acide lorsqu'il se trouve décomposé de façon à fournir beaucoup d'aldéhyde formique. L'alcool éthylique fournit normalement de l'acide :

Mais c'est l'aldéhyde formique qui est la source d'acidité la plus dangereuse, et, comme l'alcool méthylique peut le fournir, parfois en quantités considérables, l'alcool méthylique est donc à éviter en doses massives.

Action simultanée de la chaleur et de l'oxygène.

Dans les études qui précèdent, nous avons supposé que les liquides combustibles étaient subitement projetés sur une surface chaude, s'y vaporisaient instantanément et s'y décomposaient en formant une sorte de matelas entre le mélange de vapeurs et d'oxygène et la surface chaude.

Si un tel cas peut se produire, et certainement il se produit, nous pouvons imaginer deux conditions : dans l'une, les vapeurs dégagées se sont diffusées dans le mélange d'air et de vapeurs combustibles : dans l'autre, les vapeurs dégagées au contact des soupapes chaudes sont aspirées les premières dans les gaz résiduels contenus dans la chambre de compression, gaz contenant une quantité relativement faible d'oxygène, d'après nos essais sur les moteurs soumis au concours international de 1902, et surchauffés par la compression sans qu'il y ait un mélange intime pendant la phase de compression.

Pour ne pas compliquer l'étude et appliquer les recherches aux deux cas posés, nous nous sommes appliqués à maintenir le taux d'oxygène dans les gaz entre les limites de 4 à 5°, 5 p. 100, compatibles avec les conditions de bonne marche signalées par nos essais du concours de 1902.

Pour cela, un tourniquet à réaction actionnait des trompes à chute intermittente de Schloesing de façon à réaliser sensiblement le mélange désiré : 2 trompes puisaient de l'anhydride carbonique, une troisième de l'air du laboratoire et l'ensemble était refoulé dans un grand flacon avant de passer dans les éprouvettes à carbonate de calcium et chlorure de calcium épuratrices ; à la sortie des éprouvettes à chlorure de calcium, un robinet permettait de recueillir pendant tout le temps de l'expérience un échantillon moyen de mélange gazeux admis à barboter dans le liquide combustible : au delà, l'appareil était monté comme il a été indiqué ci-dessus.

De l'alcool méthylique à 99 p. 100 fut chauffé à 50°, et on y fit barboter un courant gazeux formé de 77,54 p. 100 d'anhydride carbonique et 22,46 p. 100 d'air, contenant par suite 4,49 p. 100 d'oxygène. Le mélange de gaz et de vapeurs fut porté à 160°.

Les produits recueillis au condenseur étaient très acides. Leur poids spécifique était 0,884 à 17° 2.

Après absorption de l'anhydride carbonique par la potasse, le gaz résiduel contenait 20,35 p. 100 d'oygène, 1,07 d'oxyde de carbone, 0,25 de carbures acétyléniques. pas

d'autres carbures absorbables par l'acide sulfurique, 0,42 d'éthylène, 0,21 de méthane. L'azote déduit par différence était 77,70 p. 100.

Rapportant à 79,2 d'azote, chiffre normal dans l'air, l'oxygène trouvé représente 20,70 p. 100 au lieu de 20,80 p. 100. Il y a donc eu fort peu d'oxygène consommé.

La même expérience fut répétée à 200°. Le taux d'oxygène dans les gaz avant barbotage était 4,89 p. 100.

Les liquides recueillis au condenseur étaient à peine acides : leur poids spécifique était 0,752 à 17° 4.

Les gaz recueillis consistaient en :

Oxygène	17.61 %
Oxyde de carbone	0,73
Carbures acétyléniques	1,03
— absorbés par SO^4H^2	0,63
Azote	80

Il y a eu fixation d'oxygène, car le rapport de l'oxygène à l'azote est de $\frac{17,43}{79,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79,20}$, c'est-à-dire qu'on a fixé 16,3 p. 100 de l'oxygène introduit.

Dans une troisième expérience, où le taux d'oxygène dans les gaz avant barbotage était de 4,58 p. 100, on porta la température à 350°.

Les liquides recueillis au condenseur étaient presque neutres, leur poids spécifique était 0,987 à 17°5.

Les gaz recueillis sur la potasse avaient pour composition :

Oxygène	15,73 %
Oxyde de carbone	1,72
Carbures acétyléniques	3,02
— absorbables par SO^4H^2	traces
Azote	80,53

Au lieu du rapport normal de l'oxygène à l'azote : $\frac{20.80}{79,20}$, nous ne trouvons plus que $\frac{15,58}{79,20}$; la consommation d'oyygène a donc augmenté et l'on a fixé 25,1 p. 100 de l'oxygène introduit.

Ainsi, quand on a fait réagir instantanément l'alcool méthylique sur des gaz très appauvris en oxygène, comme ceux qui proviennent d'une explosion normale dans le moteur, la réaction oxydante commence aux environs de 160° et augmente rapidement d'intensité à mesure que la température s'élève. Il en est de même à une petite distance des soupapes d'admission s'il y a eu projection d'alcool méthylique sur ces soupapes. Dans les deux cas, il y a perte d'énergie puisqu'il y a eu combustion avant explosion : mais il est à noter que l'inconvénient de l'acidité ne se présente qu'aux températures relativement basses.

On traita de même, à la température de 250°, les vapeurs fournies par de l'alcool à 95°, dans un courant gazeux contenant 4,74 p. 100 d'oxygène. Le liquide recueilli était neutre et avait pour poids spécifique 0,813 à 14°. Les gaz recueillis sur la potasse contenaient,

à côté d'une trace d'éthylène, 18,50 p. 100 d'oxygène. Il y avait donc combustion de l'alcool à 250°.

Des vapeurs fournies par de l'alcool à 85° dans un bain à 76° furent soumises à la température de 354°, dans un courant gazeux contenant 4,03 p. 100 d'oxygène. Le liquide recueilli avait pour poids spécifique 0,822 à 14°, il était légèrement acide. Les gaz contiennent une trace d'éthane. Il n'y a pas eu d'oxygène consommé.

Des vapeurs fournies à 65° par une solution neutre d'aldéhyde formique à 40 p. 100, diluées dans un mélange gazeux contenant 4,98 p. 100 d'oxygène, donnèrent, après traitement à 200° au condenseur, très peu de liquide à peine acide. Les gaz recueillis sur la potasse contenaient :

Oxygène	19,71 %
Oxyde de carbone	0,86
Carbures acétyléniques	0,66
— éthyléniques	0,10
Azote	78,67

Le rapport de l'oxygène $19,71 + 0,43 = 20,14$ à l'azote est de $\frac{20,27}{79,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79,20}$; il y a donc eu de l'oxygène consommé dans la proportion de 2,55 p. 100 pour former de l'eau et de l'anhydride carbonique.

La même expérience fut répétée en chauffant l'aldéhyde à 70° dans un courant de gaz contenant 6,97 p. 100 d'oxygène, et portant le mélange à 350°. Le liquide condensé dans ces conditions était très acide.

Les gaz recueillis sur la potasse contenaient :

Oxygène	19,72 %
Oxyde de carbone	0,68
Carbures acétyléniques	0,98
— éthyléniques	0,55
Azote	78,17

Le rapport de l'oxygène $19,72 + 0,34 = 20,06$ à l'azote est de $\frac{20,31}{79,20}$, presque identique au précédent : on peut donc conclure de même.

Avant d'aborder l'étude des mélanges d'alcools et de carburants, étudions ce qui se passe avec les carburants seuls.

De la benzine cristallisable purifiée fut chauffée à 60° dans un courant contenant 6,25 p. 100 d'oxygène, et le mélange fut soumis à la température de 350°. Il ne se condensa rien, mais on constata l'existence de particules charbonneuses très légères.

Le mélange gazeux contenait :

Oxygène	18,92 %
Oxyde de carbone	0,71
Carbures acétyléniques	1,10
— éthyléniques	0,68
Azote	78,59

Le rapport de l'oxygène $18,92 + 0,35 = 19,27$ à l'azote est de $\frac{19,42}{79,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79,20}$: il y a donc plus de perte d'énergie que dans le cas de l'alcool.

La même expérience fut répétée en portant la benzine à 70° dans un courant gazeux contenant 4,73 p. 100 d'oxygène et ne chauffant le mélange qu'à 250°. Le liquide recueilli au condenseur était un peu jaunâtre. Son poids spécifique à 28° 5 était de 0,875, soit de 0,884 à 15° 5 : ce liquide est donc de la benzine inaltérée.

Le gaz recueilli sur la potasse contenait :

Oxygène	19,50 %
Oxyde de carbone	0,42
Carbures acétyléniques	1,68
Méthane ?	traces
Vapeurs de benzine	2,88
Azote	75,52

Le rapport de l'oxygène $19,50 + 0,21 = 19,71$ à l'azote est de $\frac{20,67}{97,20}$: on retrouve donc presque intégralement l'oxygène.

Pour avoir un point de comparaison avec les moteurs à essence, nous avons chauffé de l'essence légère de pétrole ayant pour densité 0,704 à 22° 8, soit 0,709 à 15° 5, à la température de 50° dans un courant gazeux contenant 4,63 p. 100 d'oxygène. Le mélange fut soumis à la température de 350°.

Le liquide recueilli au condenseur avait pour poids spécifique 0,692, à 22° 8, soit 0,697 à 15° 5.

Le gaz recueilli sur la potasse contenait :

Oxygène	14,27 %
Oxyde de carbone	0,51
Carbures acétyléniques	1,62
— éthyléniques	3,29
Propane	22,29
Butane et homologues	traces
Azote	58,02

Le rapport de l'oxygène $14,27 + 0,25 = 14,52$ à l'azote est de $\frac{19,82}{79,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79,20}$, il y a donc eu formation d'eau ou d'acide carbonique consommant 4,71 p. 100 de l'oxygène introduit.

La même expérience fut répétée, avec la même essence à 50°, dans un courant gazeux contenant 5,72 p. 100 d'oxygène : le mélange étant porté seulement à 250°. Le liquide recueilli au condenseur était souillé par de la suie, ainsi que la potasse. Il avait pour poids spécifique 0,684, à 22° 5, soit 0,689 à 15°5.

Pour compléter les comparaisons, nous avons opéré sur une huile de pétrole lampante du commerce courant. La première expérience a été faite en chauffant cette huile à 81° dans un courant gazeux contenant 4,83 p. 100 d'oxygène, et chauffant le mélange à 250°. On a constaté la formation de suie assez légère pour n'être recueillie que sur les perles du ballon à potasse.

Le gaz recueilli sur la potasse contenait :

Oxygène	19,34 %
Oxyde de carbone	0,37
Carbures éthyléniques	0,26
Trédécane	2,45
Azote	77,58

Le rapport de l'oxygène constaté $19,34 + 0,18 = 19,52$ à l'azote est de $\frac{19,92}{79,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79,20}$: il y a donc eu, avant l'explosion, 4,23 p. 100 de l'oxygène employé, d'où perte d'énergie.

Dans la seconde expérience, on a chauffé à 350° : le mélange gazeux initial contenait 4,84 p. 100 d'oxygène. On a encore observé la production d'une suie très légère.

Le gaz recueilli sur la potasse contenait :

Oxygène		19,87
Oxyde de carbone		0,29
Carbures éthyléniques		0,13
Carbures saturés	C^4H^{10}	1,22
	C^5H^{12}	1,20
Azote		77,29

Le rapport de l'oxygène constaté $19,87 + 0,14 = 20,01$ à l'azote est de $\frac{20,50}{97,20}$ au lieu de $\frac{20,80}{79;20}$: il y a donc eu peu d'oxygène fixé inutilement ; par suite, la formation de suie est attribuable non à une combustion incomplète, mais à un commencement de *cracking* indiqué par l'apparition de carbures légers de la série saturée.

Revenons maintenant aux mélanges employés dans les moteurs à alcool pour voir si la carburation de l'alcool intervient dans les réactions avant explosion d'une façon notable.

On chauffa de l'alcool méthylique neutre mélangé de 10 p. 100 de benzine à 55° dans un courant gazeux contenant 5,23 p. 100 d'oxygène et le mélange fut porté à 250°. Il n'y eut rien à constater dans le liquide du condenseur.

Le gaz recueilli sur la potasse contenait :

Oxygène	19,18 %
Oxyde de carbone	0,75
Carbures éthyléniques	0,35
Éthylène	traces
Benzine	5,59
Azote	74,13

Le rapport de l'oxygène constaté $19,18 + 0,37 = 19,55$ à l'azote est de $\frac{20,88}{79,20}$. Il y a une petite erreur en trop due sans doute à la présence de la benzine dont la densité à froid est plus grande que la densité théorique, ce qui influe pour diminuer le volume d'azote calculé par différence.

Somme toute, il n'y a pas inconvénient à ajouter la benzine à l'alcool, au point de vue qui nous intéresse.

Action des métaux à l'abri de l'oxygène libre.

Des études récentes ont montré que la présence de certains métaux intervient très efficacement dans les phénomènes de transformation de certains corps combustibles.

Ainsi : R. Schenck et F. Zimmermann (Ber. 1903, 36 (6), 1231-1251) étudient la réaction réversible $2\,CO = C + CO^2$ et rappellent, qu'à température relativement basse, elle peut se produire en présence de métaux finement divisés comme le fer, le nickel et le cobalt.

Ils rappellent que récemment Boudouard (*I. of. ch. ind.*, 1889, p. 767 ; 1890, p. 806 ; 1889, p. 278, 279, 498 et 782 ; 1900, p. 1196) a décrit les conditions dans lesquelles cette réaction est la plus rapide et a établi que la présence d'oxydes de ces métaux active la réaction. A 445°, l'oxyde de carbone, en contact avec eux, est transformé presque entièrement en anhydride carbonique sans changement de volume. Il n'y a pas de production de carbone, mais réduction des oxydes.

Au contraire, au contact des métaux finement divisés, il se sépare du charbon et le volume des gaz se réduit sensiblement à la moitié de sa valeur primitive. Il semble, d'après cela, que la réaction est bimoléculaire et s'exprimepar la relation $2CO = C + CO^2$. A des températures plus basses, la réaction serait unimoléculaire et se traduirait par $CO = C + O$ $CO + O = CO^2$.

La réaction inverse $CO^2 = CO + O$ pouvant se produire dans des conditions convenables, le propre de la réaction unimoléculaire est que la pression peut s'abaisser au-dessous de la moitié de la pression primitive et approcher du vide absolu, tout l'oxyde de carbone étant réduit en carbone. C'est ce qui s'appliquerait, d'après les auteurs, en présence du nickel et du cobalt.

Dans le cas du fer, la réaction serait unimoléculaire à 445° et deviendrait bimoléculaire à 508°. Les auteurs considèrent comme incorrecte la formule $2\,Fe + 3\,CO = Fe^2O^3 + 3\,C$ parce qu'on constate la présence simultanée de CO et de CO^2.

Sabatier et Senderens (*Bull. S. ch.*, 1903, 29) ont repris cette étude en chauffant les métaux finement divisés dans des tubes de verre sur une longueur de 35 centimètres et sous une épaisseur de 8 millimètres dans l'hydrogène jusqu'à la température cherchée, puis dans l'oxyde de carbone à l'abri de l'air. Ils mesuraient l'intensité de la réaction en comparant les vitesses d'entrée et de sortie et analysant les gaz recueillis.

Ils ont reconnu, qu'avec le nickel pur, à 230° et au-dessus, il y a dépôt de charbon, mais qu'on a beau élever la température entre 230° et 400°, augmenter la surface du nickel ou diminuer la vitesse du courant gazeux, on ne peut réaliser complètement la réaction bimoléculaire $2\,CO = C + CO^2$. D'autre part, aux températures supérieures, ni le nickel, ni son mélange avec le charbon ne réduisent l'anhydride carbonique.

Le cobalt agirait comme le nickel, mais à partir de 300° environ.

Le fer donnerait du ferro-carbonyle au-dessous de 100°. De 100° à 200°, il ne se produirait rien. Vers 330°, commence la réaction $Fe + CO - Fe\,O + C$. A partir de 400°, apparaît la réaction $Fe\,O + CO = Fe + CO^2$. Au-dessusde 450°, les deux réactions ont une rapidité croissante, mais la première l'emporte toujours sur la seco de. Toutefois comme, à cette température, le fer ne réagit pas sur l'anhydride carbonique, du fer enfermé en vase clos avec de l'oxyde de carbone finit par transformer intégralement celui-ci en carbone et anhydride carbonique. Arrivons maintenant au cas des alcools et de leurs carburants.

Iahn (*Ber.*, XIII, 987) avait montré, qu'entre 300° et 350°, l'alcool en présence de zinc en poudre donne de l'éthylène et de l'eau, et au rouge sombre de l'oxyde de carbone, de l'hydrogène et du méthane. Ipatjeu (*Ber.*, 1901, p. 596 et 3579 ; 1902, p. 1047 et 1057)

avait trouvé que l'alcool à 600° se dédouble en aldéhyde et hydrogène, et, qu'à température plus haute, en présence du fer, il y a production abondante de carbone.

D'après cet auteur, le cuivre serait sans action. Cette assertion est démentie par Sabatier. Nous verrons, d'ailleurs, qu'une petite quantité de corps étrangers alliés au métal principal suffit pour altérer profondément les réactions.

D'après Sabatier, à partir de 200°, en présence du cuivre, l'alcool produit de l'hydrogène pur et de l'aldéhyde. A 330°, il se forme, en outre, un peu d'acétal. A 440°, une partie de l'aldéhyde donne du méthane et de l'oxyde de carbone ; il ne se produit pas de charbon.

Avec le nickel, l'action commence à 150°, est nette à 170°, puis diminue au delà de 250°. Il y a formation d'aldéhyde. A 178°, les gaz sont constitués par 23^{vol} CO, 29^{vol} CH^4, 48^{vol} H.

A 230°, comme nous l'avons vu, le nickel transforme l'oxyde de carbone en carbone et anhydride carbonique ; le phénomène est très net à 330°, et l'on trouve pour composition du mélange 19^{vol} CO^2, $60,7^{vol}$ CH^4 et $19,8^{vol}$ H.

A 310°, le platine produit très peu d'aldéhyde et d'acétal ; il n'y a pas séparation de carbone ; le mélange gazeux produit est constitué par 30^{vol} CO, 30^{vol} CH^4 et 40^{vol} H.

Nous avons repris ces expériences aux environs de 350° en opérant sur une petite masse de métal divisé contenue dans une nacelle de porcelaine disposée dans la partie chaude de notre gros tube de Bohême ; le mélange d'anhydride carbonique et de vapeurs était chauffé préalablement dans la partie antérieure du tube remplie de fragments de porcelaine ; de cette façon, le contact des vapeurs avec le métal était de courte durée, les vapeurs étaient diluées à volonté dans un mélange de composition constante ; par contre, comme dans les expériences précédentes, l'action de la chaleur seule se superposait à l'action du métal. Pour les recherches qui nous occupent, ceci est plutôt un avantage, car les deux actions se superposent aussi dans les moteurs.

Action de la limaille de fer doux. — Avant d'aborder l'étude de l'alcool pur ou carburé, nous avons d'abord étudié la benzine pure. Ce corps était chauffé à 71° et le mélange des vapeurs et d'anhydride carbonique soumis à la température de 350°.

Le liquide recueilli au condenseur avait pour poids spécifique 0,877 à 21°6, soit 0,881 à 15°5. Ce n'était donc plus de la benzine pure. Sur la potasse du ballon, flottait une petite couche huileuse d'un corps soluble dans l'eau.

La limaille de fer doux avait légèrement augmenté de poids, mais une couche de charbon avait agglutiné les parties supérieures, tandis que le dessous était intact ; la réaction a donc pu s'arrêter avant la fin de l'expérience.

Le gaz combustible recueilli sur la potasse était formé d'une petite quantité de carbures éthyléniques et acétyléniques, avec une trace de méthane et des vapeurs de benzine.

Nous avons ensuite étudié l'action de la limaille de fer doux sur l'alcool éthylique à 95° à la température de 350°. Il y a eu formation d'une petite quantité de charbon entraîné par le courant gazeux ; le métal n'avait pas varié de poids, il avait simplement changé de couleur et était passé au bleu et au jaune.

Le poids spécifique du liquide condensé était 0,790 à 23°. Ce liquide contenait beaucoup d'aldéhyde mais pas d'acide. Le gaz ne contenait ni oxyde de carbone, ni carbures acétyléniques, mais des carbures éthyléniques et surtout de l'éthane et de l'hydrogène.

Carbures éthyléniques	3,10
Éthane	49,91
Hydrogène	47,13
	100,14

Ainsi, dans ce contact très court, nous voyons disparaître l'oxyde de carbone et apparaître le carbone ; l'hydrogène et l'aldéhyde sont très abondants.

On a répété la même expérience avec l'alcool méthylique à 99°, à la température de 350° ; le fer ayant déjà servi fut réutilisé pour voir si la légère altération superficielle qu'il avait subie s'augmenterait. Cette fois encore, le fer n'a pas changé de poids, mais sa surface est devenue terne. On obtint encore de l'aldéhyde mais pas d'acide. Le liquide condensé avait pour poids spécifique 0,783 à 26°2.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse étaient constitués par :

Oxyde de carbone	0,67
Carbures acétyléniques	0,73
Carbures éthyléniques supérieurs	2,83
Éthylène	1,42
Éthane	25,02
Hydrogène	69,46
	100,13

La proportion d'hydrogène réellement formé doit être en réalité plus grande, car l'éthane dérive vraisemblablement de la réaction de l'hydrogène sur l'éthylène qui, à cette température, est le résultat direct du dédoublement de l'alcool méthylique sous l'action de la chaleur.

On opéra, toujours avec le même fer, sur des vapeurs d'aldéhyde formique à 350°. Il y eut un dégagement abondant de gaz. Le liquide condensé était fortement acide. Le poids du fer n'était pas modifié.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	1,40
Carbures acétyléniques	1,63
Éthylène	2,94
Éthane	13,44
Hydrogène	80,58
	99,99

On a opéré ensuite sur un mélange d'alcool méthylique à 99° avec 10 p. 100 de benzine à la température de 300°. Le poids du fer avait augmenté de 1,5 milligramme, sans doute à cause de la décomposition partielle de la benzine. Il y avait peu d'aldéhyde, mais une forte acidité.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Carbures acétyléniques	0,41
Carbures éthyléniques	10,65
Éthylène	11,08
Éthane	22,19
Hydrogène	65,69
	100,02

En portant la température à 350°, toutes choses égales d'ailleurs, on constata que le carbure séparé des liquides condensés a pour poids spécifique 0,868, à 29°6, soit 0,877 à 15°5 ; c'est donc du toluène, comme nous l'avions déjà constaté. Le fer a moins augmenté de poids, mais il y a eu du charbon entraîné dans la potasse.

Le gaz combustible recueilli sur la potasse avait pour composition :

Carbures acétyléniques	0,18
Carbures éthyléniques	1,57
Éthylène	12,66
Éthane	25,89
Hydrogène	59,80
	100,10

Enfin on opère à 350° sur un mélange de vapeurs d'aldéhyde formique et de benzine. On observa, comme ci-dessus, une très faible augmentation du poids du fer, mais la production de charbon entraîné dans la potasse. Les produits condensés étaient très acides. Le carbure séparé de ces produits avait pour poids spécique 0,871 à 26°2, soit 0,878 à 15°5 ; c'était donc encore du toluène.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse avaient pour composition :

Carbures acétyléniques	0,74
Carbures éthyléniques	0,29
Éthylène	10,78
Benzine	3,17
Hydrogène	85
	100,18

Ainsi, nous constatons, comme dans les expériences de Sabatier, la disparition plus ou moins complète de l'oxyde de carbone, remarquable dans nos expériences à cause de la rapidité du contact.

Il y a une production très considérable d'hydrogène, comme l'avait constaté cet auteur.

Par contre, sauf le cas où l'on emploie de la benzine, nous ne trouvons pas de carbone libre en quantité appréciable à la balance.

La même masse de fer avait servi à toutes les expériences sur les alcools. Il a été dit qu'après la seconde expérience, le métal commençait à se ternir ; cette modification alla toujours en s'accentuant. Après la dernière expérience, l'état physique était tellement modifié que le métal se laissait broyer dans un mortier de porcelaine ; on se trouvait donc en présence de fer réduit. Il y avait donc eu oxydation, puis réduction. Mais le fait de l'absence de charbon tendrait à faire admettre que la réduction était due au carbone et non à l'oxyde de carbone.

Tournure de fonte grise. — Le fer doux ne convient naturellement pas à la construction des soupapes, ou des cylindres ; il ne peut nous servir que de point de départ dans notre étude.

Nous nous sommes donc adressés à des métaux usuels, la fonte grise de moulage et l'acier trempé. Avec des vapeurs d'alcool à 95° chauffées à 350°, il se produit de l'aldéhyde en abondance, mais fort peu d'acide. A la loupe, on constate un dépôt de charbon sur le métal, ainsi que sur les parties libres de la nacelle ; ce charbon semble être en grains. Le liquide condensé a pour poids spécifique 0,802 à la température de 21°3.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistent en :

Oxyde de carbone	4,45 %
Éthylène	7,26
Éthane	6,79
Hydrogène	81,50

En substituant l'alcool méthylique à 99° à l'alcool éthylique, on constate une formation relativement faible d'aldéhyde, mais une forte acidité dans les liquides condensés. Le dégagement gazeux est sensiblement plus lent que dans le cas précédent. Il s'est déposé beaucoup de charbon, surtout à l'extrémité antérieure de la nacelle (exposée au courant gazeux). Nous rencontrerons plusieurs fois ce phénomène dans les expériences suivantes, comme s'il y avait une réaction limitée ou un équilibre apparent. Ce charbon est concret, comme celui qui s'est déposé sur les parois de la nacelle : il n'y en a pas d'entraîné à l'état de fumées, comme dans le cas du fer doux.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse avaient pour composition :

Oxyde de carbone	19,41
Carbures acétyléniques	0,94
Éthylène	traces
Éthane	16,36
Hydrogène	63.28
	99,99

En employant dans les mêmes conditions des vapeurs d'aldéhyde formique, on constata un dégagement rapide de gaz : le peu de liquides condensés était très acide. Il y avait du charbon sur toute la fonte, mais surtout en tête, ainsi que sur les parois de la nacelle.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse avaient pour composition :

Oxyde de carbone	2,21 %
Éthane	9,41
Hydrogène	88,38

Ainsi le fer carburé ne se comporte pas vis-à-vis de l'oxyde de carbone comme le fer pur. Il semble, au contraire, en favoriser la production aux dépens des alcools, surtout de l'alcool méthylique. L'hydrogène ne provient pas seulement d'une décomposition de l'alcool en hydrogène et aldéhyde, puisque l'aldéhyde formique en fournit abondamment.

Tournure d'acier fondu pour outils. — En remplaçant la tournure de fonte par celle d'acier fondu, à 350°, et faisant passer des vapeurs produites par l'alcool éthylique à 95°, on ne constata pas la production de charbon, il se produisit abondamment de l'aldéhyde, mais pas d'acide : la surface du métal était un peu noire, mais gardait son poli.

Le liquide condensé avait pour densité 0,799 à 21°.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse avaient pour composition :

Oxyde de carbone	0,60
Carbures éthyléniques	1,41
Éthylène	7,05
Éthane	3,95
Hydrogène	86,98
	99,99

Dans les mêmes conditions, les vapeurs d'alcool méthylique fournissent peu d'aldéhyde Il se produit une petite quantité d'acide. Les liquides condensés ont pour poids spécifique 0,793 à 19° ; ils ont une odeur désagréable, qui serait repoussante si elle était plus développée : on constate l'existence d'une très petite quantité de charbon dans le premier quart de la nacelle.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse contiennent :

Oxyde de carbone	2,14
Éthylène	2,41
Éthane	12,33
Hydrogène	83,11
	99,99

Ainsi, la présence d'une certaine quantité de carbone combiné dans le fer masque ou supprime la réaction du fer sur l'oxyde de carbone. La production de l'hydrogène reste toujours considérable de façon à faire prédominer ce gaz dans les produits de la décomposition.

De tous les métaux pouvant se trouver dans les moteurs en contact à haute température avec les vapeurs des alcools, il n'y a que le fer et le nickel. Toutefois, pour essayer de saisir le mécanisme des réactions, nous avons étudié, en plus, l'aluminium et le zinc.

Aluminium. — A la température de 350°, en présence des vapeurs d'alcool éthylique, l'aluminium *pur* foisonne beaucoup et se transforme en une poudre grise, mélange d'aluminium non encore attaqué, d'alumine et de charbon. Il se forme des doses massives d'aldéhyde et le liquide condensé est très acide. Le dégagement gazeux est abondant.

Les gaz combustions recueillis sur la potasse consistent en :

Carbures éthyléniques	5,10
Éthylène	11,55
Éthane	14,50
Hydrogène	68,84
	99,99

L'alcool méthylique à 350° produit un dégagement gazeux très abondant. Il y a sensiblement moins d'aldéhyde que dans le cas précédent. Les liquides condensés sont neutres. Le métal a foisonné comme ci-dessus, donnant une masse poreuse formée d'un résidu d'alumine et de charbon.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	0,72
Éthylène	0,68
Éthane	17,24
Hydrogène	81,35
	99,99

La même expérience fut répétée avec l'alcool méthylique, mais à la température de 200°. Le dégagement gazeux fut presque aussi rapide. Les liquides condensés étaient presque neutres, ils contenaient un peu d'aldéhyde. L'aluminium formait une masse plus spongieuse, contenant comme précédemment du charbon.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	traces
Carbures éthyléniques	0,41 %
Méthane	33,95
Hydrogène	65,64

L'attaque de l'aluminium a donc lieu notablement au-dessous de 200°.

Il est à noter que la réaction se faisait en présence d'aluminium pur. Quelques copeaux provenant d'aluminium fondu ordinaire ayant été introduits par inadvertance dans le mélange, on les retrouva absolument intacts et sans altération de la surface qui était restée brillante.

Nous trouvons là un nouvel exemple de l'influence de petites quantités d'impuretés sur la réaction principale.

On a essayé également l'action de l'aluminium sur l'aldéhyde formique à 350°. Les liquides condensés, peu abondants d'ailleurs, étaient acides, le dégagement gazeux moins abondant. L'aluminium était peu attaqué, mais il y avait du charbon.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	0,44 %
Carbures acétyléniques	2,19
Méthane	29,03
Hydrogène	68,34

Zinc. — Nous avons employé du zinc distillé, se dissolvant sans résidu dans les acides étendus. Bien entendu, ce métal ne peut être employé dans les moteurs à cause de sa fusibilité : mais il peut fournir un lien entre les divers résultats obtenus, car son oxyde est moins facilement réductible que celui du fer : il est donc intermédiaire, sous ce rapport, entre le fer et l'aluminium.

En faisant agir à 350° les vapeurs dégagées à la température de 76° par de l'alcool éthylique à 95°, on a obtenu beaucoup d'aldéhyde. Le liquide condensé avait pour poids spécifique 0,791 à 22° 6. Il n'était pas acide. On observait des traces d'oxydation, mais surtout vers le bout de la nacelle voisin de la sortie, comme si cette oxydation était une réaction secondaire due à la mise en liberté d'eau ou à l'existence d'un acide organique. Il n'y avait pas de charbon.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	0,33 %
Carbures acétyléniques	0,25
Carbures éthyléniques	1,43
Éthylène	5,46
Éthane	1,98
Hydrogène	90,55

On substitua, dans les mêmes conditions, aux vapeurs d'alcool éthylique, des vapeurs dégagées par l'alcool méthylique à 99 p. 100 à la température de 61°. Le métal présenta le même aspect que dans le cas précédent : il n'y avait cependant pas oxydation, car le poids n'avait pas changé. On constata la formation de peu d'aldéhyde, mais une acidité très nette des produits condensés. Ceux-ci avaient pour poids spécifique 0,782 à 21° 2.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistaient en :

Oxyde de carbone	5,14
Carbures éthyléniques	1,15
Éthylène	0,49
Éthane	2,99
Hydrogène	90,22
	99,99

En faisant réagir des vapeurs d'aldéhyde formique à 350° sur le zinc, on a constaté la présence d'un peu de charbon sur les parois de la nacelle : le zinc était très peu oxydé. Le liquide condensé était très acide.

L'analyse des gaz n'a pu être faite à la suite d'un accident : on n'a pu doser que l'oxyde de carbone qui représentait 1 p. 100 de la masse gazeuse.

Nickel. — Du nickel pur et laminé a été divisé en fils et déposé dans la nacelle.

Sous l'action des vapeurs d'alcool à 95° chauffé à 73°, et à la température de 350°, le nickel n'est altéré que superficiellement ; il devient mat à la partie antérieure de la nacelle, reste intact dans le restant et ne change pas de poids. Il se forme beaucoup d'aldéhyde ; le produit condensé est à peine acide : il a pour poids spécifique 0,806 à 19°8. Il n'y a pas de charbon. Le dégagement gazeux est abondant.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistent en :

Carbures acétyléniques	1,53 %
Carbures éthyléniques	1,63
Éthylène	7,15
Éthane	1,77
Hydrogène	87,92

La même expérience est reprise à 350° avec des vapeurs d'alcool méthylique. On trouve un peu de charbon sur le métal. Il y a une production d'aldéhyde considérable. Le liquide condensé est nettement acide.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistent en :

Oxyde de carbone	1,37 %
Carbures éthyléniques	0,92
Éthylène	5,02
Éthane	4,39
Hydrogène	88,30

En faisant réagir sur le nickel pur à 350° des vapeurs d'aldéhyde formique, on n'observe pas de variation sensible de poids de métal, cependant il y a un faible dépôt de charbon. Le liquide condensé est fortement acide.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse ont pour composition :

Oxyde de carbone	1,42
Carbures acétyléniques	5,09
Méthane	26,57
Hydrogène	66,91
	99,99

Comme le nickel utilisé pour les soupapes n'est pas pur, nous avons refait deux essais avec du nickel en cubes se cassant sous le choc du marteau.

En faisant réagir des vapeurs d'alcool éthylique à la température de 350°, on a reconnu la production de beaucoup d'aldéhyde : les liquides condensés sont neutres et ont pour poids spécifique 0,807 à 20°. Le métal est un peu gris vers l'arrivée.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistent en :

Carbures éthyléniques	1,36 %
Éthylène	5,86
Hydrogène	92.78

En répétant la même expérience avec l'alcool méthylique, on constate que la surface du nickel paraît spongieuse. Le dégagement gazeux est peu abondant. Le liquide condensé a pour poids spécifique 0,802 à 19°6, il contient très peu d'aldéhyde et est à peine acide.

Les gaz combustibles recueillis sur la potasse consistent en :

Oxyde de carbone	1,03
Carbures éthyléniques	5,69
Éthylène	4,21
Éthane	8,15
Hydrogène	80,89
	99,97

On voit, en résumé, qu'en opérant rapidement et ne ménageant qu'une durée de contact très courte, on vérifie notamment la décomposition des alcools en aldéhyde et hydrogène. Ce dernier gaz prédomine dans le mélange combustible recueilli.

Mais en ce qui concerne le dépôt de carbone, nous ne le constatons pas, à 350°, dans le cas du fer doux. Le zinc non plus n'en présente pas traces et ne fait pas disparaître l'oxyde de carbone. Il en est de même pour le nickel pur.

Dans presque tous les cas, l'alcool éthylique donne un mélange d'éthylène et d'éthane que nous n'avions pas observé jusqu'ici, il donne toujours lieu à une production d'acide.

L'alcool méthylique donne des produits moins acides, parfois neutres.

L'aldéhyde formique, une fois créée, fournit des produits très acides.

Avec le fer doux et l'aluminium, l'attaque se porte sur toute la masse de métal : mais tandis qu'avec le fer, dont les oxydes produits à basse température sont facilement réductibles, il y a transformation lente du métal forgé en fer réduit sans variation de poids, l'aluminium dont l'oxyde est irréductible, dans les conditions de l'expérience, se transforme en une poussière d'alumine et de charbon.

En tous cas, et ceci est intéressant pour le cas qui nous occupe, la transformation de l'oxyde de carbone en charbon et anhydride carbonique est plus lente que la transformation des alcools en aldéhyde et hydrogène. Cette remarque découle de la divergence entre les résultats de nos essais et ceux des expériences de Sabatier.

Le zinc et le nickel, à 350°, en présence des alcools étudiés, ne subissent qu'une altération physique localisée, sans production de charbon. L'altération du zinc semble due à un phénomène secondaire, car nous ne l'avons constatée qu'à l'extrémité de la nacelle voisine de la sortie des gaz. Au contraire, le nickel ne subit d'altération physique qu'à l'entrée des vapeurs. Il semblerait donc qu'il se produit là un état apparent d'équilibre.

L'aldéhyde formique donne des gaz semblables aux précédents où l'hydrogène prédomine. Sa décomposition est souvent accompagnée de la production de charbon et d'une forte dose d'acide. Il semble donc que le charbon constaté par Sabatier et non par nous provient d'une réaction secondaire du métal sur l'oxyde de carbone, produit constant de la décomposition des aldéhydes à la température considérée.

La présence de certains corps alliés au métal peut influer notablement sur les résultats expérimentaux. C'est ainsi qu'au contact de la fonte grise à 350°, les alcools donnent une quantité notable de charbon, il en est de même pour l'aldéhyde formique. En présence de l'acier pour outils, l'alcool éthylique ne fournit pas de charbon, l'alcool méthylique en donne un peu.

Certains aluminiums bruts ne sont pas altérés.

Résumé et conclusions.

De même que l'hydrogène et l'oxyde de carbone commencent, en présence d'oxygène, à subir une combustion partielle et limitée bien au-dessous de la température d'explosion, de même, il faut s'attendre à voir les alcools et les aldéhydes s'altérer grâce à la présence de l'oxygène combiné dans leur molécule.

Si l'on s'efforce de rendre la réaction presque instantanée, les produits formés sont relativement simples : l'alcool méthylique, dès 160°, se dédouble facilement en aldéhyde formique et méthane ; à mesure que la température s'élève, cette réaction s'efface devant une plus profonde, tendant à dédoubler l'alcool méthylique en eau et dans le radical BH^2 qui se soude, soit sur lui-même pour donner l'éthylène C^2H^4, soit sur d'autres corps pour former des homologues d'un poids moléculaire plus élevé.

L'alcool éthylique à 95° ne commence à se dédoubler à l'abri de l'air qu'aux environs de 300° en donnant de l'aldéhyde, de l'éthane et de l'eau ; la réaction ne devient bien nette qu'à partir de 350°, en fournissant de l'eau, de l'aldéhyde et de l'éthane C^2H^6.

Les alcools plus élevés (butyrique et amylique) paraissent se dédoubler en leur aldéhyde, du butane C^4H^{10}, du pentane C^5H^{12} et un peu d'oxyde de carbone. Il est probable que ces produits dérivent déjà du dédoublement des aldéhydes. A 350° les gaz combustibles disparaissent et il se forme des corps très peu volatils.

A partir de 250°, l'aldéhyde formique se dédouble d'une façon profonde en eau, oxyde de carbone et carbures de la série forménique d'autant plus légers que la température est plus élevée ; on assiste, en quelque sorte, à une synthèse des pétroles.

Si l'action de la chaleur à l'abri de l'air se prolonge, les phénomènes se compliquent par suite de l'apparition des produits de décomposition des aldéhydes formées ou préexistantes ; on trouve alors l'oxyde de carbone, l'anhydride carbonique, l'eau, des homologues supérieurs de l'acétylène (probablement à partir de C^3H^4, de l'allylène), des homologues supérieurs de l'éthylène, à partir du butylène, C^4H^8, et des carbures de la série saturée à partir du méthane CH^4.

L'action de la chaleur se complique encore par celle des métaux usuels. La comparaison de nos résultats et de ceux obtenus par Sabatier, dans des conditions de contact beaucoup plus prolongé, montre qu'en présence des métaux usuels, fer, fonte, acier, nickel, le premier stade de la décomposition est la décomposition des alcools en aldéhyde et hydrogène : ce dernier gaz prédomine dans les gaz combustibles. Viennent au même rang les produits directs de la décomposition des alcools sous l'action de la chaleur : méthane, éthylène, éthane (celui-ci en partie fourni directement par l'alcool éthylique, en partie formé secondairement par l'action de l'hydrogène sur l'éthylène).

Au second rang, si le contact est très court, se trouvent les produits de décomposition des aldéhydes déjà observés : oxyde de carbone, anhydride carbonique, carbures homologues de l'acétylène et de l'éthylène.

Enfin viennent des produits de réaction plus avancée, à peine apparents dans nos expériences, prédominants, au contraire, dans celle de Sabatier, et en particulier le charbon, que nous n'observons qu'avec l'aldéhyde formique en présence des métaux précités, tandis que l'aluminium *pur* en forme de grandes quantités. En présence de métaux à oxydes assez facilement réductibles, l'aldéhyde se brûle assez incomplètement si le contact est de peu de durée et l'on voit apparaître l'acidité.

Il faut peu changer la composition du métal pour observer des résultats différents : c'est ainsi que de la fonte grise décompose les alcools avec dépôt de charbon, tandis que certains aluminiums impurs paraissent inertes.

Notons encore que, dans certains cas, il y a des états apparents d'équilibre, si bien qu'une faible partie de la colonne métallique semble seule agir.

Si l'on fait intervenir l'air, les phénomènes se compliquent. En présence même d'une petite quantité d'oxygène, l'alcool méthylique employé en excès fournit, dès 160°, des vapeurs très acides : Si la température s'élève, ce qui, nous l'avons vu, correspond à une autre forme de décomposition où l'aldéhyde se produit en quantité d'autant moindre que la température est plus élevée, l'acidité diminue ; on doit donc attribuer cette acidité à une oxydation subséquente et partielle de l'aldéhyde formique. C'est du reste ce que confirment les essais faits directement sur les vapeurs d'aldéhyde formique. Il y a bien oxydation directe par l'oxygène libre, puisqu'une partie de celui-ci a disparu.

Dans le cas de l'alcool éthylique qui, à 250°, est à peine altéré par la chaleur instantanée seule, les liquides recueillis sont neutres, mais il y a commencement de combustion de l'alcool.

En ce qui concerne les carburants, la benzine pure se décompose nettement à 350° en présence du fer, en cédant du charbon.

En présence d'oxygène dilué, à 350°, elle fournit aussi du charbon très divisé, et se brûle plus nettement que l'alcool éthylique dans les mêmes conditions.

A 250°, il se forme très peu de gaz, la benzine n'est pas altérée et il n'y a pas fixation sensible d'oxygène.

Ainsi, bien avant que l'on atteigne la température d'explosion, il y a des phénomènes de transformation, tant des alcools employés que des carbures qui leur sont ajoutés.

(*A suivre*).

OUVRAGES RÉCEMMENT PARUS

OUVRAGES FRANÇAIS

La Revue de métallurgie, directeur M. H. Le Chatelier, journal mensuel. Paris, Dunod (36 fr.).

La Revue électrique, journal mensuel, directeur M. Blondin. Paris, Gautier-Villars (25 fr.).

Annuaire technique Rodier. Abonnement 25 francs, chez l'auteur, 64, rue de la Victoire. Paris.

Conférences d'électricité industrielle. Principes d'électro-technique, par M. A. Beghin. Paris, Dunod (6 fr.).

Résistance des matériaux appliquée aux constructions ; méthodes pratiques par le calcul et la statigraphique, par M. E. Aragon. In-8°, 632 p., 387 fig. Paris, Dunod (15 fr.).

La construction, principes et applications, 5 vol. in-8°, 150 p. Paris, Dunod (70 fr.)

Du choix d'une carrière industrielle, par M. P. Blancarnoux. In-8°, Paris, Dunod (7 fr. 50).

La technique des courants alternatifs, par MM. G. Sartori ; traduction Montpellier. In-8°, 472 p., 260 fig. Paris, Dunod (15 fr.).

Traité des gisements métallifères, par le Dr R. Beck (Traduction Cheme). In-8°, 800 p., 257 fig. Paris Bérange (30 fr.).

Utilisation pratique et complète d'une chute d'eau pour tous les services d'une mine d'une exploitation minière, par M. Lecomte Denis. In-8°, Paris, Dunod (4 fr.).

Traité pratique de traction électrique, par MM. Barbillon et Griffits, 2 vol. in-8°, 600 p. Paris, Bernard (40 fr.).

La grande industrie chimique minérale, par M. Sorel, 2 vol. In-8°, 700 et 800 p. Paris, Naud.

Les déchéances en matière de brevets d'invention, par M. G. Armond. in-8°. Paris, Duchemin.

La mécanique, exposé historique et critique de son développement, par M. E. Mach (Traduction E. Bertrand). In-8°, 498 p., 232 fig. Paris, Hermann (15 fr.).

Essais des combustibles, par M. Siderski, 2 vol. Encyclopédie Leauté. Paris. Gauthier-Villars.

Association des propriétaires d'appareils à vapeur, 27e congrès des ingénieurs en chef (1903). In-8°. Paris, Capomont.

LES TURBINES A VAPEUR
ET L'AVENIR DES MOTEURS THERMIQUES

d'après M. **Stodola**, professeur à l'École polytechnique de Zurich.

(*Suite*[1].)

Différents systèmes de turbines à vapeur.

Il est évident qu'une turbine hydraulique d'un système quelconque pourrait être employée tout simplement comme turbine à vapeur. Mais l'utilisation n'en serait pas très avantageuse, car, dans la construction moderne des turbines hydrauliques, tous les efforts sont dirigés vers l'augmentation du nombre de tours pour de petites chutes. Le problème principal à résoudre pour une turbine à vapeur est, au contraire, de réduire le nombre de tours, c'est-à-dire la vitesse, à une valeur pratique.

Il s'agit donc de décider jusqu'à quel point on doit descendre avec cette vitesse, et quel est le nombre de tours pratiquement acceptable. La construction des dynamos, et principalement les exigences des génératrices à courant alternatif en décideront. Le nombre de périodes adopté en Europe pour les courants triphasés est généralement de 50 par seconde ; or, la vitesse se trouve ainsi limitée entre 1.500 et 3.000 tours par minute, selon que la dynamo est à 2 ou 4 pôles. Les constructeurs de dynamos jugent généralement que la vitesse ne doit pas dépasser 1.500 tours par minute pour des unités de plus de 1.000 kilowatts. La construction de dynamos tournant à des vitesses plus considérables reste encore problématique à cause de la difficulté de l'équilibrage, de l'importance des vibrations produites par la dissymétrie du champ magnétique et de la trop grande vitesse de glissement dans les paliers trop chargés de la dynamo.

Une turbine à une seule roue utilisant toute la chute utile serait certainement l'idéal de simplicité. Voyons à quoi peut nous conduire la construction d'une telle turbine tournant à 1.500 tours, et où sont les difficultés. Nous admettrons pour la vitesse de la vapeur 1.200 mètres par seconde ; or, pour avoir un bon rendement hydraulique, la vitesse circonférentielle de la roue devrait être au moins 1/3 de celle de la vapeur, c'est-à-dire 400 mètres, ce qui correspond à une roue de 5 mètres de diamètre. On voit déjà l'impossibilité d'exécution d'une pareille roue. En outre, d'après nos formules, la marche à vide absorberait environ 700 chevaux, ce qui est loin d'être encourageant. Il reste donc deux moyens : porter le nombre de tours à 3.000 comme le font Zoëlly et Stumpf, ou, comme de Laval, employer des trains d'engrenages pour réduire les fortes vitesses. On pourrait encore, comme l'ont proposé Farcot et d'autres dans leurs brevets, employer la vapeur d'échappement de la roue en la faisant de nouveau travailler sur la même roue jusqu'à complète utilisation. Notre intention n'est pas de nous arrêter sur les idées émises, mais d'étudier les turbines exécutées ou en exécution et dont on connaît les résultats. Tout d'abord, nous devons mentionner la turbine de Laval et celle de Curtis qui met plusieurs

1. *Revue de Mécanique*, novembre et décembre 1903, janvier 1904.

roues de Laval en série et divise de cette façon la chute en plusieurs parties, diminuant ainsi la vitesse de la vapeur et la vitesse circonférentielle. Ensuite, nous devons mentionner la turbine de Parsons, qui fait travailler la vapeur sur 50 à 60 roues successives d'après le principe de réaction, comme dans la turbine hydraulique de Jonval. La contre-partie de ce système se trouve dans la turbine à disques multiples de Rateau, qui diffère de la dernière par la construction des roues et par l'emploi de l'action ou impulsion pure.

Turbine de de Laval.

Nous avons déjà eu l'occasion de parler de cette turbine au cours de notre étude, principalement en calculant les ajutages, les arbres flexibles, etc., etc.

La fig. 61 représente la coupe longitudinale de l'ensemble de la roue ainsi que son assemblage avec l'arbre. Les aubes en acier fondu sont estampées à la presse, fraisées et

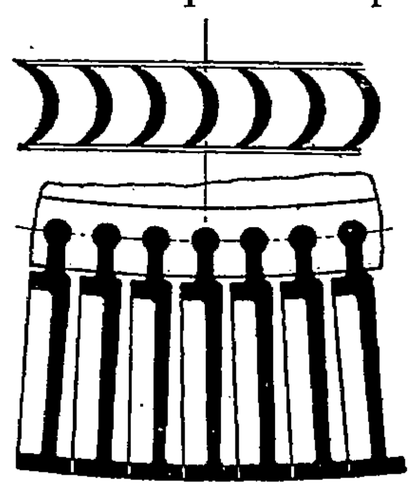


Fig. 62.

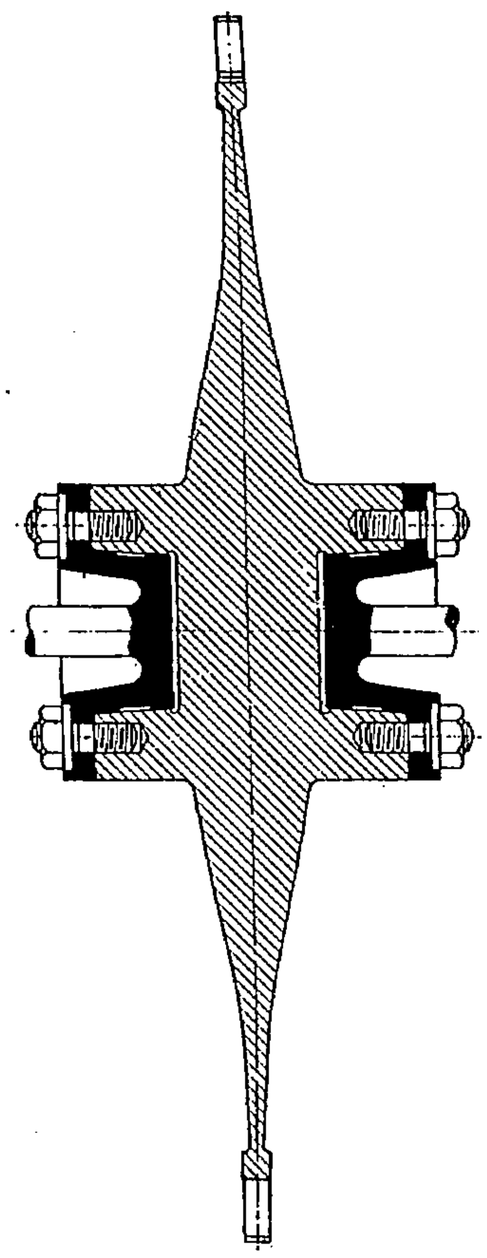


Fig. 61.

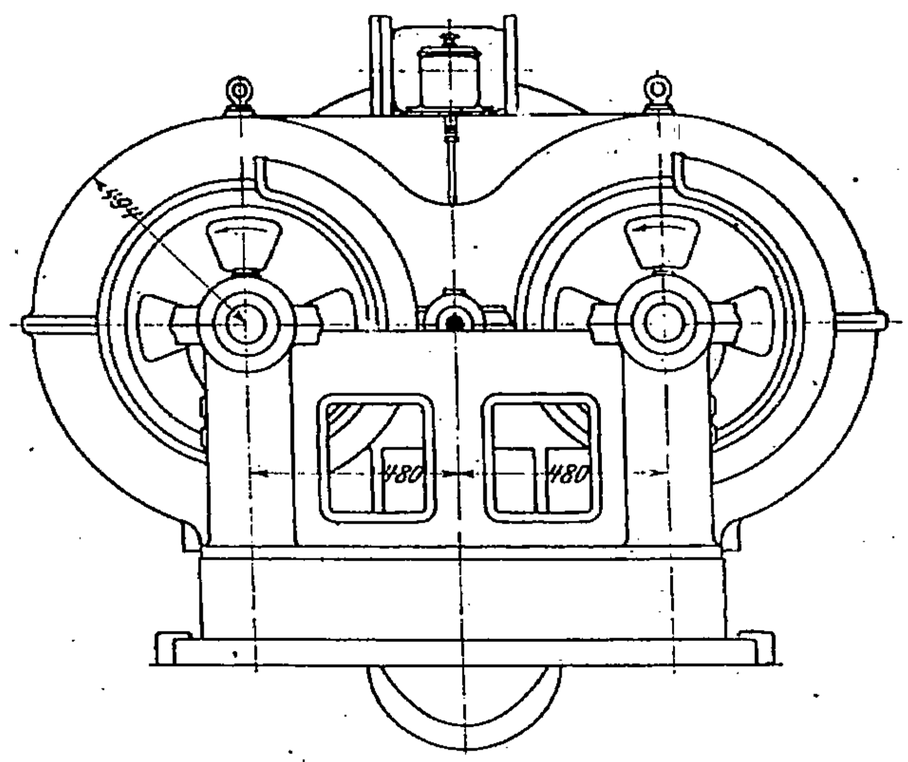


Fig. 63.

calibrées ensuite. Les détails des aubes ainsi que leur mode de fixation sur le disque sont indiqués dans la fig. 62. Les aubes sont légèrement rivées sur le disque, ce qui permet de les remplacer facilement. Dans l'ensemble de la turbine de 300 chevaux (fig. 63 à 65), on voit le presse-étoupe en deux parties ainsi que le palier à rotule du côté de l'échappement. Les tuyères sont disposées régulièrement suivant un cercle concentrique à la roue, et inclinées sur celle-ci de 17 à 20°. L'épaisseur des aubes est plus forte vers le milieu, afin d'avoir une section de passage de la vapeur constante. Le réglage se fait par un

régulateur conique à ressort monté sur l'un des arbres intermédiaires et commandant au moyen des leviers une soupape à double siège. Dans les turbines plus récentes, outre cette soupape, on trouve encore des ajutages à fermetures automatiques reproduits dans la fig. 66. Le fonctionnement est le suivant : la pression de la vapeur sur le pointeau en pleine puissance tient le ressort tendu avec un certain effort ; dès que la puissance

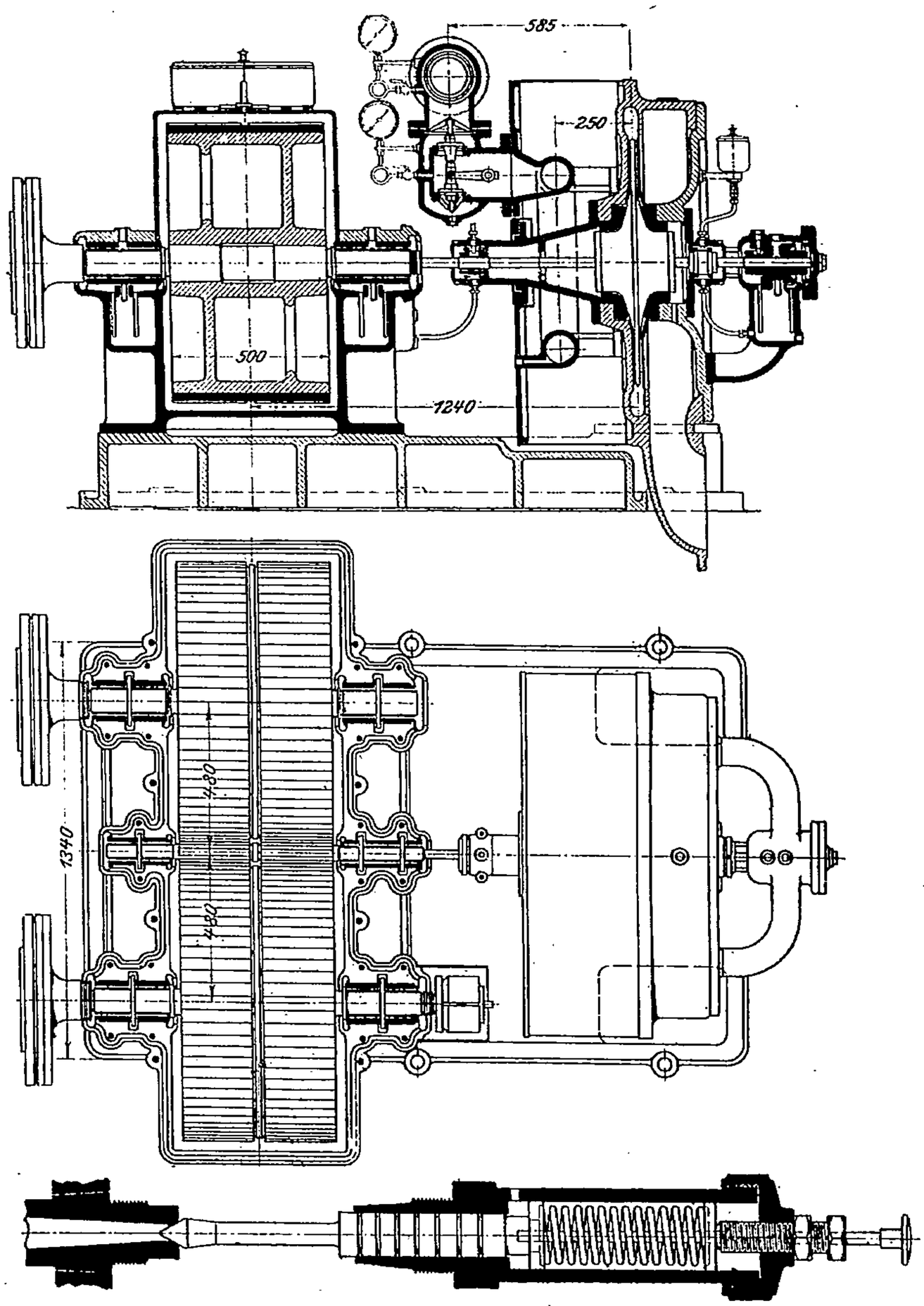


Fig. 64 à 66.

diminue, le régulateur commence à agir sur la soupape à double siège, la pression de la vapeur, par suite du laminage, commence à baisser, et le ressort ferme la tuyère. De cette façon, on évite un laminage nuisible, et la pression ne baisse que d'un kilog.

La poussée axiale est supportée par les engrenages qui, dans ce but, possèdent une double denture hélicoïdale ; le pas des dents est très faible ; le rapport entre le pignon et sa roue est de 1 : 10 à 1 : 13. En général, on ne peut que faire des éloges de cette turbine à tous les points de vue.

Les résultats pratiques de cette turbine sont, d'après toutes les communications, très satisfaisants. L'usure des aubes, après des années de fonctionnement et malgré une vitesse atteignant 800 mètres à l'entrée, est presque nulle. Ainsi, d'après une communication de M. Sosnowski, publiée dans la *Revue de Mécanique* en juin 1902, une turbine, après cinq ans de marche avec un vide de 64 centimètres dans le condenseur, a consommé 10 kg. 07 de vapeur par cheval-heure effectif, tandis qu'une turbine neuve, installée dans le même endroit, avec un vide de 71 centimètres dans le condenseur, n'a consommé que 9 kg. 7 de vapeur par cheval-heure effectif.

M. Delaporte a publié en 1902, dans la *Revue de Mécanique*, toute une série d'essais sur la consommation de vapeur. La consommation brute de la turbine de 200 chevaux était de 6 kg. 9 par cheval-heure effectif.

Les résultats de l'essai n° 10 sont les suivants : pression initiale $p_1 = 10$ kg. 72 absolus par centimètre carré ; vapeur saturée, pression finale $p_2 = 0$ kg. 166 ; travail effectif en chevaux $N_e = 197,5$. Résistances nuisibles : frottement de la roue 10 chx 2 ; frottement dans les paliers 2 chx 5 ; pertes dans le réducteur de vitesse 2 chevaux. Il reste encore à ajouter la perte occasionnée par suite de réemplissage du canal que laissent entre elles deux aubes consécutives devant les ajutages ; et qui est, d'après Delaporte, 1 ch. 1. On obtient ainsi, comme perte totale, 15 chx 8. Le travail total produit par la vapeur est $N = 197,5 + 15,8 = 213$ chx 3. La consommation par cheval-heure sur la roue motrice est $6,90 \frac{197,5}{213,3} = 6$ kg. 39. Une analyse de cet essai, qui a été du reste calculée aussi par Delaporte, donne les relations suivantes :

Énergie de chaleur disponible dans 1 kilog. de vapeur : 154 calories.
Perte dans l'ajutage, d'après Delaporte : 5,2 p. 100 = 8 calories.
Vitesse effective de sortie : $c_1 = 1.102$ mètres.
Vitesse tangentielle, d'après Delaporte : $u = 343$ mètres.

D'après le tracé des vitesses, on a pour $\alpha = 20°$ la vitesse $w_1 = 787$ mètres et, en adoptant pour w_2 la valeur $0,74\, w_1 = 582$ mètres, on a $c_2 = 326$ mètres.

Le « bilan thermique » pour cette turbine est la suivante :

Perte dans l'ajutage : 8 calories ou 5,5 p. 100 de l'énergie disponible.

— les aubes : $\left(\frac{787}{91,2}\right)^2 - \left(\frac{582}{91,2}\right)^2 = 33$ cal. 7, ou 21 p. 100 de l'énergie disponible.

Perte à la sortie : $\left(\frac{326}{91,2}\right)^2 = 12$ cal. 8, ou 8,3 p. 100 de l'énergie disponible.

La perte totale d'énergie disponible est de 35,7 p. 100. En prenant 154 calories, comme énergie de la chaleur disponible dans 1 kilog. de vapeur on aura, pour la consommation de vapeur par cheval-heure d'une turbine idéale, $\frac{637}{154} 154 = 4$ kg. 14 ; le rendement, en travail sur la roue motrice, sera de $n = \frac{4,14}{6,39} = 0,647$, la perte n'est que 35,3 p. 100 et concorde assez bien avec la supposition que nous avons faite.

En admettant la faible perte dans l'ajutage adoptée par Delaporte comme exacte, l'analyse que nous venons de faire nous montre que la perte en énergie cinétique dans les aubes est énorme ; l'énergie cinétique finale est de $1 - (0,74)^2 = 0,45$, c'est-à-dire de 45 p. 100 de celle qui existe au commencement dans la roue.

Cette perte est encore plus forte dans les essais faits par Jacobson avec une turbine de 300 chevaux (Voir *Z. V. d. I.*, 1901, p. 150).

Cette turbine travaillant en surcharge, faisait 342 chx 1 effectifs, et consommait par cheval-heure 7 kg. 01.

Les données de l'essai sont les suivantes :

Pression initiale dans la conduite avant la soupape. $p_1 = 11$ kg. 28 abs. par cm².
Température de la vapeur..... $t_1 = 192^\circ 3$.
Pression à l'entrée dans l'ajutage..... $p_1' = 9$ kg. 61.

d'où, pour la température correspondante $t_1 = 189^\circ 8$, et, en supposant une détente jusqu'à $p_2 = 0$ kg. 101 absolue par centimètre carré, l'énergie de chaleur disponible est de 164,4 calories ; la consommation d'une turbine parfaite ne sera que de $\frac{637}{164,4} = 3$ kg. 87 par cheval-heure. En estimant le travail à vide d'après les indications de de Laval, à 30 chevaux, et la consommation par cheval-heure à 6 kg. 44, le rendement est de $\eta = \frac{3,87}{6,44} = 60,1$ p. 100. Les pertes sont donc, en chiffres ronds, de 40 p. 100.

Ces pertes ne peuvent être expliquées que par un frottement dans l'ajutage plus fort que celui trouvé par Delaporte. En prenant, d'après nos essais, comme perte dans l'ajutage, 15 p. 100, on trouve $c_1 = 1.078$ mètres, le nombre de tours ne correspondant pas exactement aux chiffres indiqués dans le tableau de Laval, et on peut estimer la vitesse tangentielle à 400 mètres. D'après le tracé graphique on trouve $w_1 = 720$, et en adoptant $w_2 = 0,666\ w_2 = 480$ mètres, on trouve $c_2 = 250$ mètres.

Le bilan de cet essai est le suivant :

Perte dans l'ajutage :	24,7 unités de chaleur	= 15 p. 100	de l'énergie	disponible.
— les aubes :	21 —	21 —	—	—
— à la sortie :	7,5 —	4,6 —	—	—
Perte totale		40,6 —	—	—

On voit que la perte totale est la même que celle trouvée plus haut.

Le résultat complet de cet essai peut être expliqué en admettant que la perte en énergie cinétique produite par les aubes est de $2 - (0,666)^2 = 56$ p. 100 en chiffres ronds.

Faut-il attribuer cette énorme perte aux ajutages, ou bien la perte de remplissage des aubes relevée par Delaporte est-elle plus considérable qu'il ne l'a indiquée ? Ces questions méritent en tout cas d'être étudiées.

Les rendements thermodynamiques, dans les essais que nous venons d'analyser, sont les suivants :

D'après les essais de Delaporte : $\eta_c = \frac{4,14}{6,80} = 0,600$.

— — de Jacobson : $\eta_c = \frac{3,87}{7,01} = 0,554$.

La consommation de 6 kg. 9 et 7 kg. 01 de vapeur respectivement par cheval-heure effectif est comparable à celle d'une bonne machine à vapeur compound.

Turbine de Stumpf[1].

D'après les brevets français nos 310.020, 310.021 et 310.023, pris en 1901, la construction de cette turbine est basée sur le principe d'action pur. Les aubes ont une forme

1. *Revue de Mécanique*, octobre 1902 et avril 1903, p. 903 et 397.

particulière et ressemblent à celles de la roue Pelton. On voit, d'après les fig. 67 à 69, que les cellules sont fraisées dans la masse de l'anneau de la roue motrice et que les parois entre les cellules consécutives ont, dans leurs parties supérieures, des encoches demi-rondes. Ce dernier détail n'a pas une grande importance, car la vapeur ne doit pas remplir complètement les cellules. Quand la vitesse tangentielle de la roue est très grande, la vapeur s'échappe radialement. La forme des aubes adoptées par Stumpf a pour but de maintenir le courant de la vapeur en masse compacte. Le réglage se fait par un tiroir plat, dans le genre de celui employé souvent dans les turbines hydrauliques, qui permet d'ouvrir plus ou moins les ajutages. Les ajutages ont un profil rectangulaire et sont

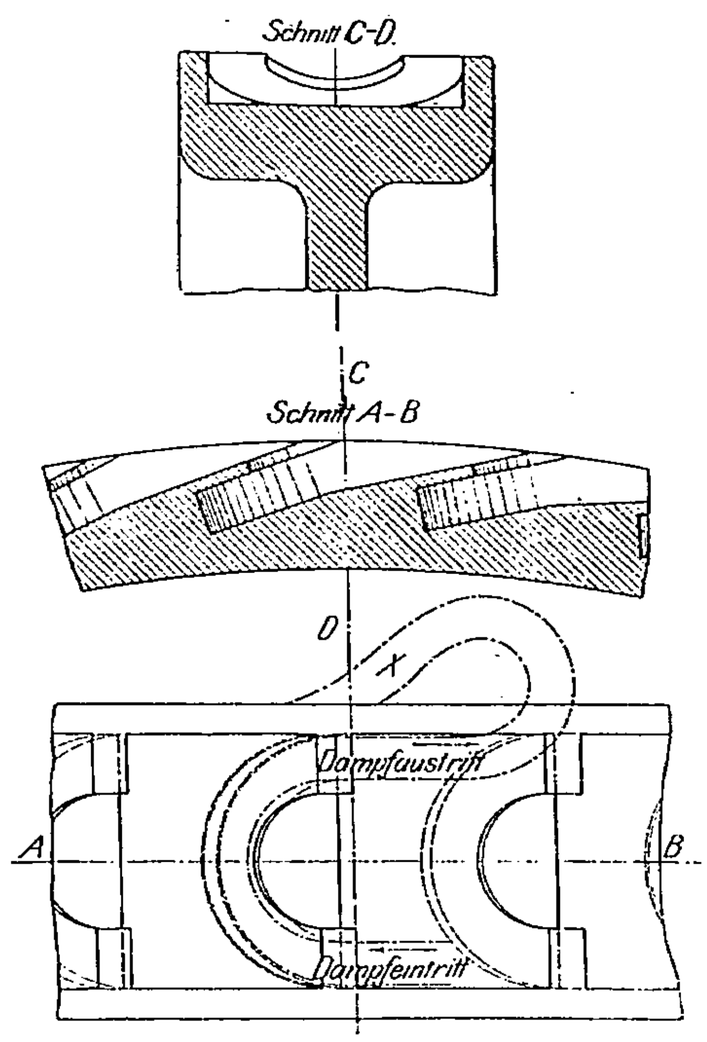


Fig. 67 à 69. — Turbine *Stumpf*.

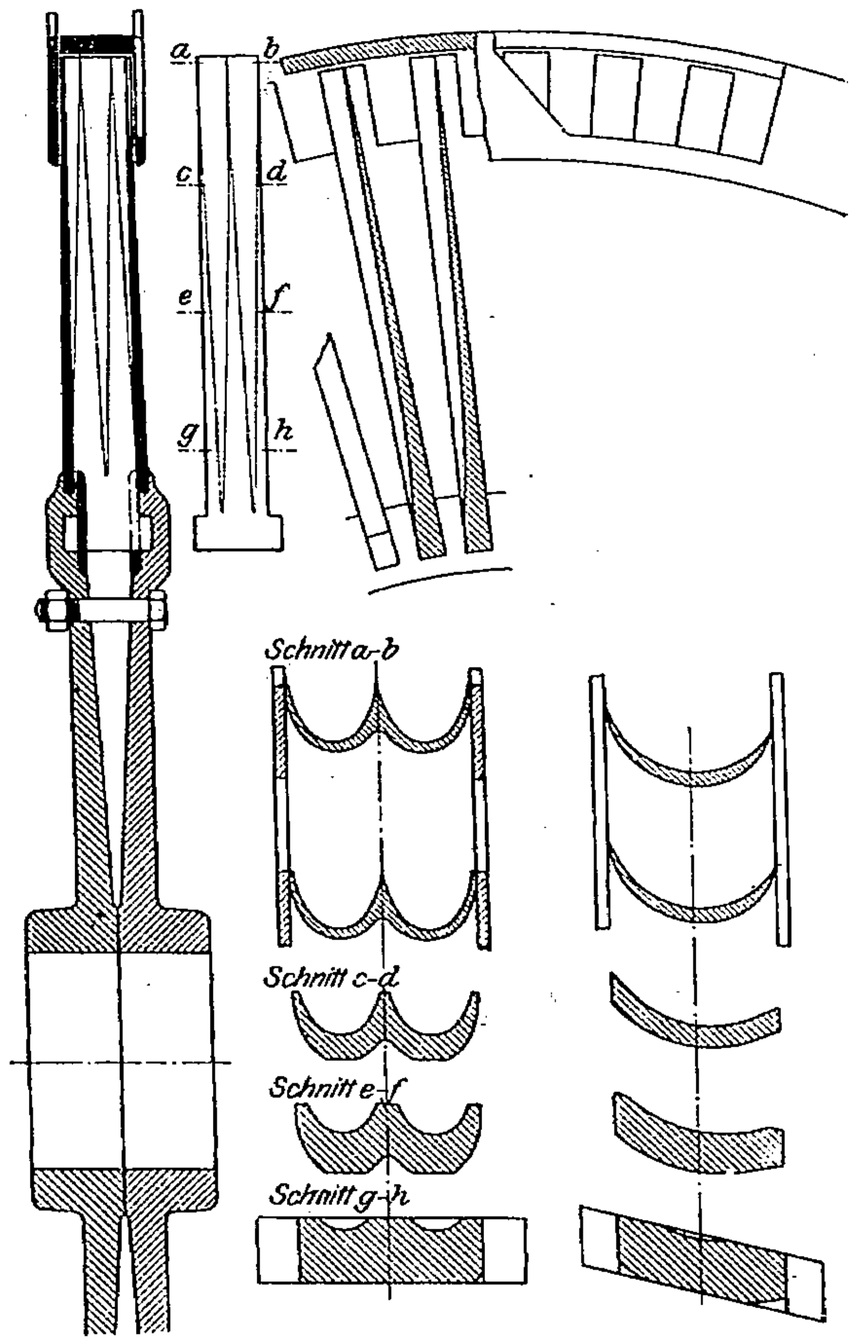


Fig. 70 à 74. — Turbine *Zoëlly*.

placés l'un à côté de l'autre aussi près que possible. Cette disposition des ajutages dans la turbine de Stumpf a l'avantage de ne pas changer le régime, sur lequel du reste Delaporte a déjà attiré l'attention. Il me faut encore mentionner l'idée (brevet 310.023) d'envoyer la vapeur d'échappement dans des conduites spéciales pratiquées dans l'enveloppe de la turbine, comme il est indiqué dans la fig. 69, et de la faire agir sur la face latérale de la roue. Par suite de cette disposition, la vitesse relative de la vapeur sortant de la roue par rapport à celle-ci devient nulle, et même motrice, et le travail à vide est plus petit. Évidemment, cette précaution a de l'intérêt, mais il s'agit de savoir si le gain sera vraiment appréciable. Une turbine de ce système est actuellement en construction dans les ateliers de la Société générale d'électricité à Berlin.

Turbine de Zoëlly [1].

Cette turbine se caractérise, comme on peut le voir d'après les fig. 70 à 74, par la construction particulière de la roue motrice composée d'un certain nombre d'aubes indépendantes fortement serrées entre deux disques de forte épaisseur. Ces aubes sont fraisées de façon à leur donner à peu près la forme d'un solide d'égale résistance dont le profil final ressemble à celui de Pelton. En outre, un anneau ayant la forme d'un U et pourvu d'un certain nombre d'ouvertures pour l'échappement de la vapeur venant des ajutages couvre complètement le bord extérieur de la roue. D'après les essais faits par Zoëlly, il résulte que, pour avoir le meilleur rendement, l'écartement entre les aubes

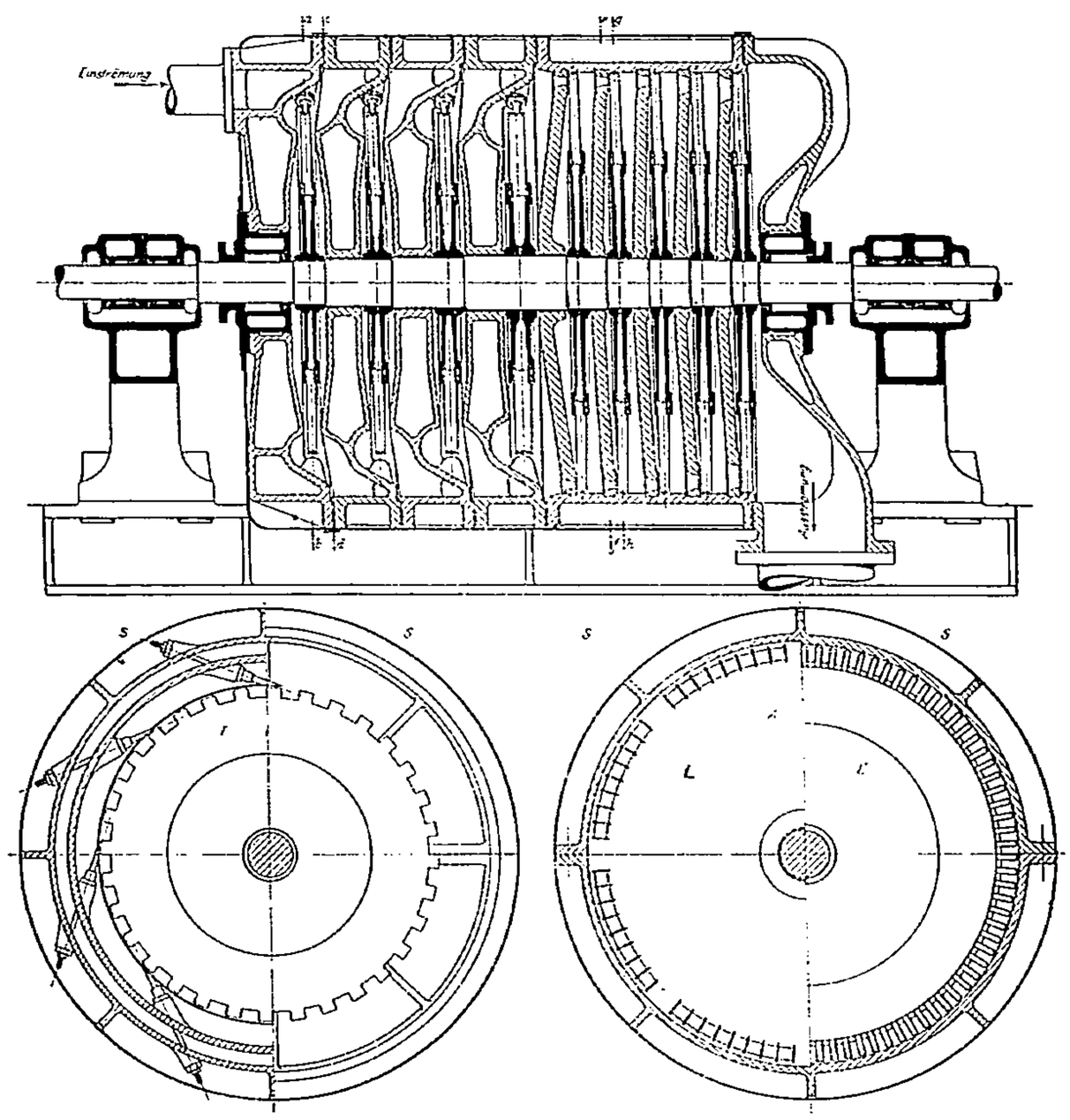


Fig. 75 à 77. — Turbine *Zoëlly*.

consécutives doit être plus grand qu'on le fait ordinairement ; il espère, par sa disposition, arriver à la construction de roues plus légères que celles dont les aubes sont fraisées dans la masse. Ces roues pourront être utilisées aussi bien pour les turbines à un seul disque que pour celles à disques multiples et permettront de tourner aussi vite que la construction des turbines l'exigera.

Les fig. 75 à 77 nous donnent les différentes coupes d'une turbine à disques multiples en étude. Les aubes des roues à haute pression ont la forme Pelton, tandis que celles à basse pression sont à injection presque totale, et l'arrivée de la vapeur se fait parallèlement à l'axe. Une turbine d'essai système Zoëlly, exécutée dans les ateliers Escher Wyss et Cie à Zurich, a donné 400 chevaux à 3.000 tours par minute. On voit, d'après la forme de l'enveloppe de la turbine, que le nombre des roues est de 5 à 6, et que les diamètres vont en croissant.

1. *Revue de Mécanique*, avril 1903, p. 397.

Turbine de Parsons.

La disposition générale de cette turbine, ancienne et pratique, est tellement connue qu'il nous suffira d'attirer l'attention sur quelques détails seulement. La coupe longitudinale de cette turbine est représentée par la fig. 78, où l'on voit les tambours en cascade portant les aubes motrices. A gauche, on remarque les pistons d'équilibrage [1], correspondant au nombre de tambours. Chaque piston est en communication avec l'arrivée de la vapeur du tambour correspondant, dans deux buts : d'abord pour avoir la même pression dans les deux endroits, et ensuite pour pouvoir faire utiliser par la turbine au moins une partie de la vapeur qui s'échappe par suite de la non-étanchéité du piston. La « soupape de surcharge » A s'ouvre à la main ou est commandée par le régulateur, et sert, comme son nom l'indique, à introduire de la vapeur vive dans le cas où la turbine doit produire un travail supérieur à celui de la marche normale.

Les constructeurs européens font habituellement les turbines de grande importance en deux parties, comme, par exemple, la turbine de 5.000 chevaux, construite par la

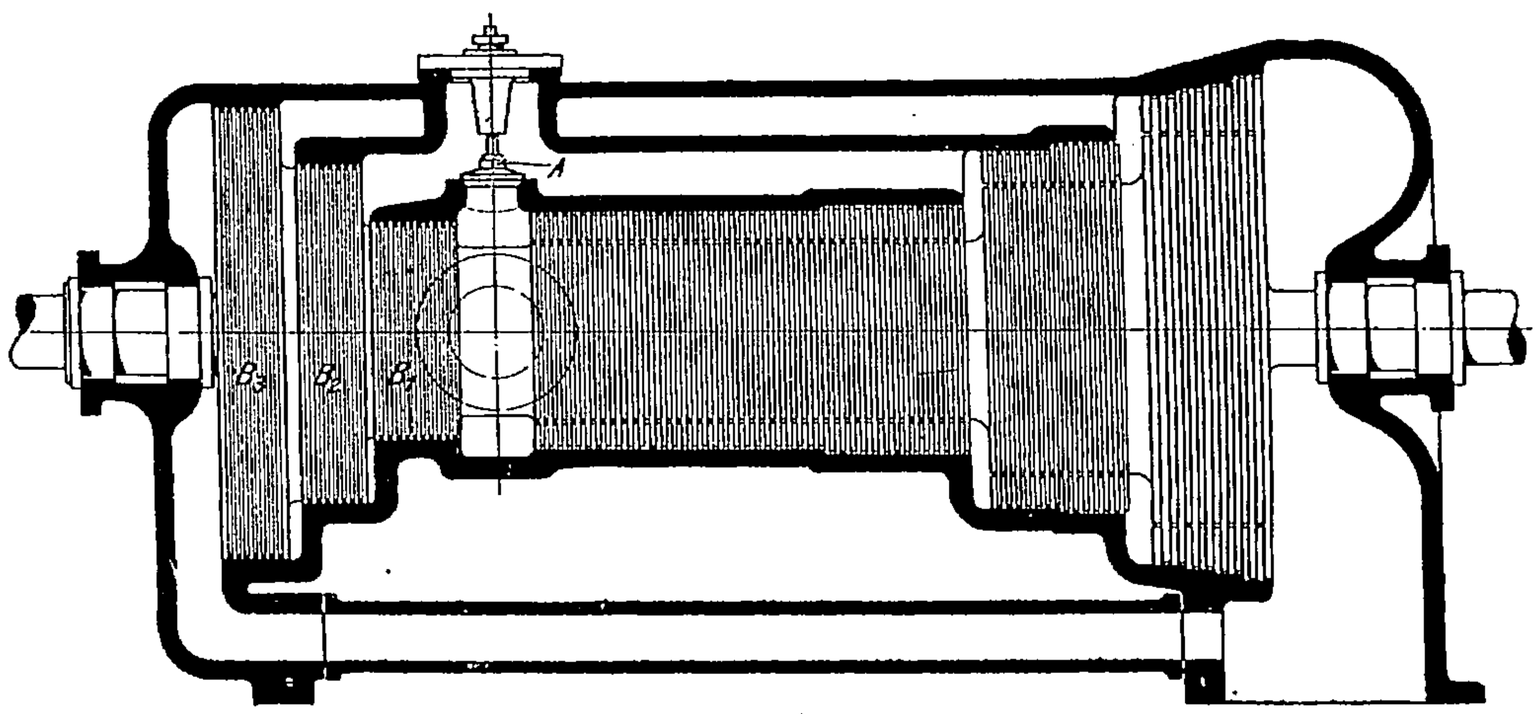


Fig. 78. — Turbine *Parsons*.

maison Brown Boveri et Cie pour la ville de Francfort [2]. Cette disposition a le très grand inconvénient d'allonger trop l'arbre et nécessite, comme dans la turbine d'Elberfeld, un manchon mobile afin de pouvoir régler au moyen de vis les jeux nécessaires pour chaque piston d'équilibrage. Cette précaution est même indispensable avec la vapeur surchauffée, où la dilatation de l'arbre est assez importante. Parsons emploie pour les grandes turbines des paliers à rotules refroidis par de l'eau ; le graissage se fait sous

1. La pression axiale qui s'exerce sur une roue déterminée est calculée d'après la formule :

$$P = F(p' - p'') - M(C_{02} - C_{01})$$

où p' est la pression dans le jeu en avant de la roue ;

p'' — derrière la roue ;

F la surface de l'anneau entre le rayon intérieur et extérieur des aubes.

M la masse de la vapeur par seconde ;

C_{01} et C_{02} les composantes axiales des vitesses absolues de la vapeur à l'entrée et à la sortie de la roue motrice.

Il faut encore ajouter à la somme des forces P les pressions sur les anneaux dues au passage de la vapeur d'une roue à l'autre ainsi que la pression dans le fond de la dernière roue. Il faut remarquer que l'équilibrage par les pistons n'est presque pas dérangé malgré les variations dans le travail.

2. *Schweiz. Bauzeitung*, 1902, p. 240 et suivantes.

pression par des pompes spéciales. L'huile des paliers est envoyée dans un appareil réfrigérant pour servir de nouveau au graissage.

La fig. 79 nous montre la disposition du réglage avec le servo-moteur à vapeur bien connu. La commande du tiroir de distribution g du servo-moteur se fait au moyen de l'excentrique x, calé sur l'arbre du régulateur, et ce dernier, déplaçant la position moyenne du tiroir, fait varier la durée d'admission périodique de vapeur.

Dans la fig. 80[1], sont reportées les courbes des pressions relevées derrière la soupape d'admission de vapeur pendant la marche de la turbine à pleine charge et à demi charge. Les irrégularités dans le mouvement de rotation provenant des variations de pression ne peuvent pas être très importantes. L'usure des aubes est, d'après des communications, très minime. La vapeur atteint très rarement, et seulement dans les roues à basse pression, une vitesse supérieure à 300 et 350 mètres. Les forces vives par unité des

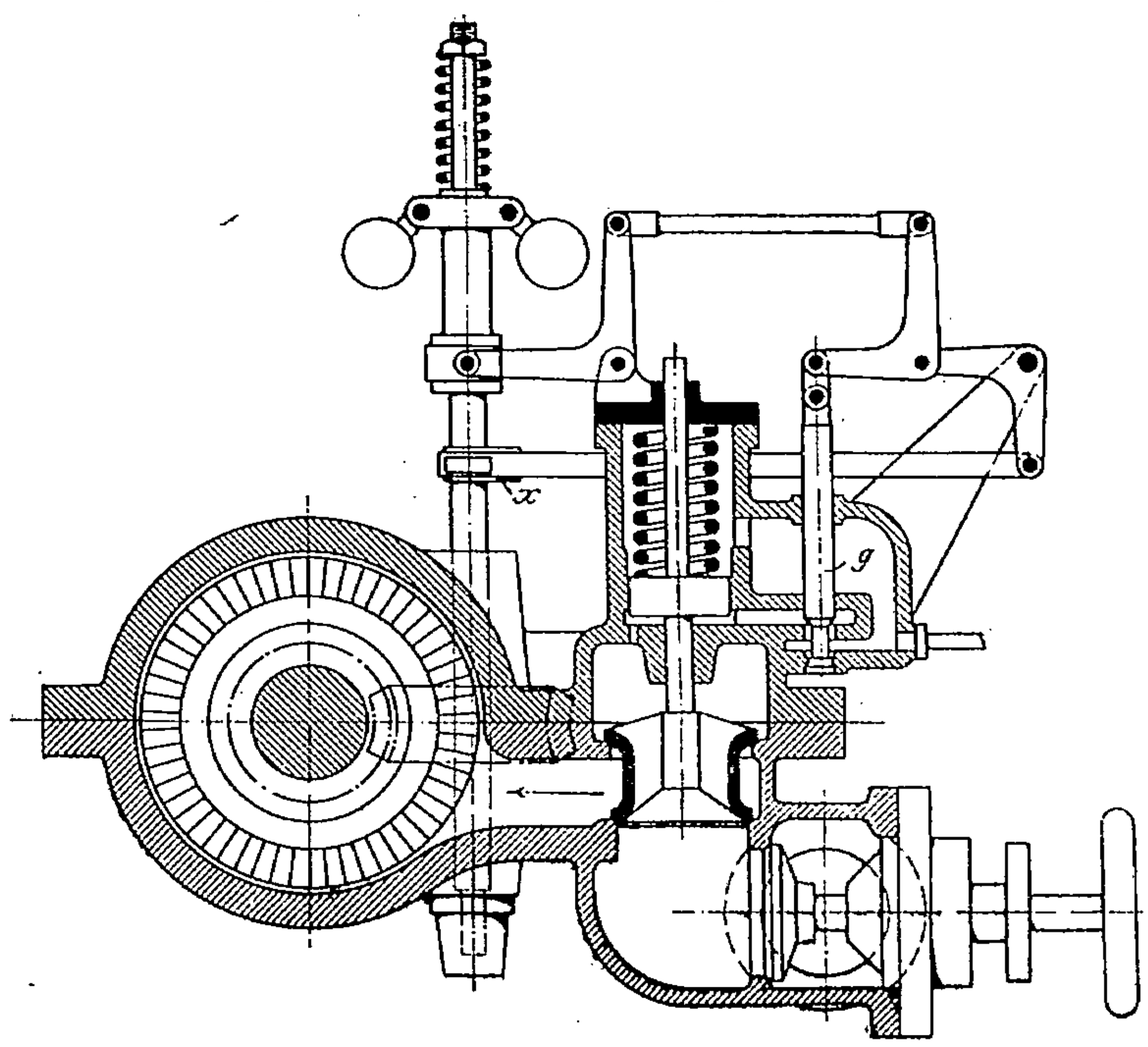


Fig. 79. — Réglage *Parsons*.

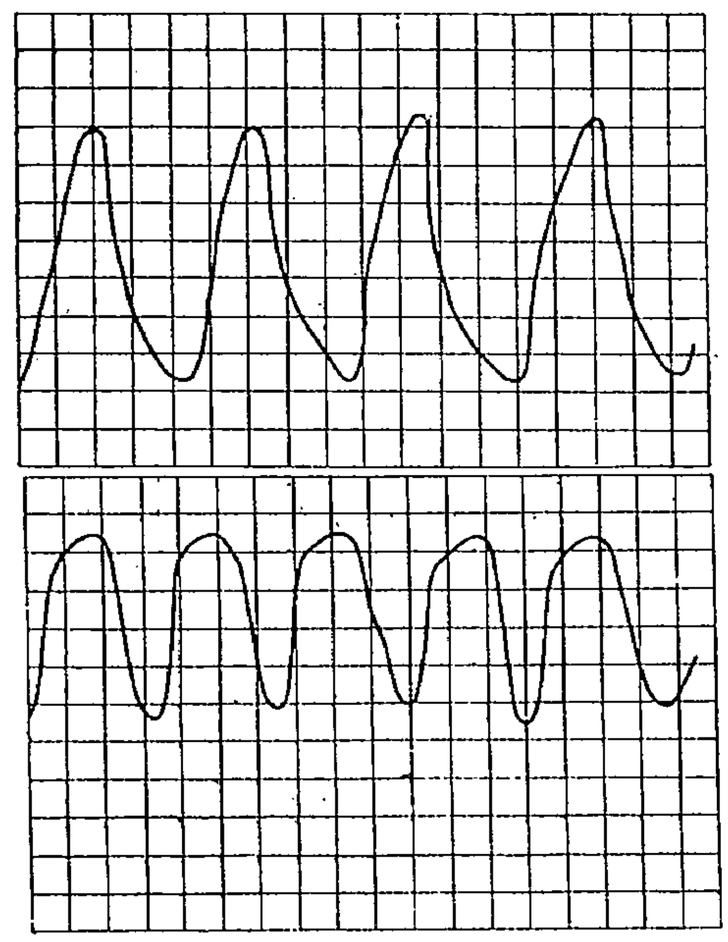


Fig. 80.

masses sont entre elles comme 1 : 4, et c'est à cette raison, probablement, qu'il faut attribuer la faible usure des aubes.

On peut trouver dans la littérature technique de nombreux résultats concernant des essais de consommation des turbines Parsons, entre autres ceux faits et publiés par Lindley, Weber et Schröter concernant les turbine d'Elberfeld [2]. Les tables de consommation que nous reproduisons plus loin furent communiquées par Stoney[3] en 1901 au Congrès international des ingénieurs de Glascow.

Dans le tableau IV, les nombres entre parenthèses indiqués dans la colonne de consommation de vapeur par kilowats-heure représentent la consommation totale par heure pour la marche à vide. Comme les rendements des dynamos ne sont pas donnés, les valeurs η, indiquées dans la dernière colonne du tableau, expriment le rapport entre le travail d'une turbo-dynamo parfaite, dans laquelle toute la chaleur disponible $\lambda_1 - \lambda_2'$ est

1. *Schweizerisch Bauzeitung*, 1902, I, p. 238.
2. *Z. V. d. I.*, 1900, p. 829, *Revue de Mécanique*, novembre 1900, p. 603.
3. Ingénieur en chef chez C. A. Parsons and C°, Newcastl-on-Tyre.

TABLEAU 4

Résultats des essais sur les turbines *Parsons* par Honey.

	LIEU de l'installation et genre du moteur électrique	PRESSION effective kg. cm²	PRESSION au condenseur kg. cm² abs.	SURCHAUFFE	PUISSANCE kilowats	NOMBRE de tours	CONSOMMATION effective D_e kg. kw.-heure	CONSOMMATION théorique D_o kg. kw.-heure	RAPPORT $\eta = \frac{D_o}{D_e}$
1	Newcastel.	5,62	0,0414	»	24,7	4.990	13,06	5,19	0,397
2		5,41	0,0345	»	11,8	4.630	15,38	5,11	0,332
3		5,20	0,0311	»	5,15	4.570	20,68	5,09	0,246
4		5,48	0,138	»	23,8	4.900	15,19	6,41	0,422
5		5,55	1,036	»	19,7	4.780	31,07	12,79	0.412
6	Blackpool.	8,86	0,0691	»	52,7	5.044	12,7	5,074	0,400
7	(courant alternatif.)	9,28	0,0518	»	»	4.880	145,1	»	»
8	Blackpool.	8,93	0,104	»	108,5	4.800	12,16	5,40	0,445
9	(courant alternatif.)	8,93	0,0656	»	51,4	4.600	13,56	5,04	0,372
10		8,93	0,0553	»	»	4.450	136,1	»	»
11	West Bromwich.	9,07	0,076	30	123	3.500	11,57	5,01	0,433
12	(courant continu.)	9,42	0,079	35,6	122	3.520	11,80	4,96	0,459
13	Wimdick.	7,03	0,0414	46,7	119	3.640	11 02	4,75	0,431
14	(courant continu.)	6,40	0,0829	38,3	121	3.685	11,48	5,40	0,470
15		6,54	0,0829	34,4	80	3.500	12,88	5,41	0,420
16		6,82	0,0760	15,6	42	3.200	16,33	5,50	0,331
17	Blackpool.	9,07	0,0829	32,2	226	3.045	9,98	5,14	0,515
18	(courant continu.)	8,58	0,0553	33,3	232	3.010	9,93	4,81	0,484
19		8,37	0,107	»	204	3.000	10,98	5,52	0,503
20		9,14	0,0691	»	»	3.010	430,9	»	»
21	Scarborough.	8,86	0,112	»	529	2.400	10,30	5,47	0,531
22	(courant alternatif.)	9,00	0,0794	»	258	2.400	11,98	5,15	0,430
23		11,53	0,0656	»	»	2.600	670,0	»	»
24	Chetenham.	9,14	0,114	»	553	3.000	9,84	5,46	0,554
25	(courant alternatif.)	9,14	0,117	»	278	3.000	11,88	5,49	0,462
26		9,35	0,207	»	553	3.000	10,70	6,12	0,572
27		9,14	0,207	»	453	3.000	11,25	6,15	0,547
28		9,49	0,207	»	276	3.000	13,45	6,11	0,455
29	Blackpool.	10,26	0,100	38,9	515	2.500	9,68	5,04	0,520
30	(courant alternatif.)	10,55	0,104	»	502	2.500	10,48	5,18	0,495
31		9,49	0,0932	»	497	2.500	10,89	5,26	0,483
32		9,35	0,0932	36,7	507	2.500	9,57	5,08	0,531
33		10,69	0,0345	»	»	2.500	680,4	»	»
34		11,25	0,221	»	»	2.500	1147,6	»	»
35		10,97	0,038	2,8	»	2.500	664,5	»	»
36	Elberfeld.	9,11	0,063	10,2	11,90	1.487	8,81	4,82	0,547
37	(courant alternatif.)	9,47	0,053	11,2	994,8	1.461	9,14	4,69	0,513
38		9,76	0,054	8,0	745,3	1.470	10,12	4,70	0,464
39		9,40	0,046	29,1	498,3	1.473	11,42	4,54	0,398
40		9,14	0,050	17,0	246,5	1.485	15,21	4,66	0,304
41		9,49	0,037	13,5	»	1.488	1183	»	»

transformée sans aucune perte en énergie électrique, et le travail effectif. Par suite, la consommation théorique par kilowats est de :

$$D_0 = \frac{637}{0{,}736\,(\lambda_1 - \lambda_2')} = \frac{865{,}5}{AL_0} \text{ kilog.},$$

et la valeur $\eta_{el} = \frac{D_0}{D_e}$ représente le rendement thermodynamique par rapport au travail électrique ; les pertes de la dynamo, qui varient d'une dynamo à l'autre, sont comprises dans ce dernier nombre.

La Schweizerich Bauzeitung donne les renseignements suivants sur les seconds essais de consommation de la turbine d'Elberfeld :

TABLEAU 5

TURBINE	PUISSANCE	TEMPÉRATURE de la vapeur	SURCHAUFFÉE ou saturée	CONSOMMATION DE VAPEUR			RENDEMENT mécanique de la dynamo
				Par kilowatt-heure	Par cheval électrique heure à la dynamo	Par cheval-heure sur l'arbre de la turbine	
Numéro	kw.	C		kg.	kg.	kg.	
I	1.030	182,0	Saturée	9,42	6,93	6,37	0,919
	735	183,6	—	10,12	7,43	6,80	0,915
	470	184,8	—	11,31	8,32	6,73	0,809
	1.022	208,7	Surchauffée	9,10	6,69	6,17	0,922
	758	211,0	—	9,64	7,09	6,47	0,912
	481	207	—	10,87	8,0	8,11	0,888
II	1.042	181,0	Saturée	9,69	7,13	6,48	0,909
	506	185,0	—	11,34	8,35	6,77	0,811
	1.030	226,9	Surchauffée	8,96	6,69	6,06	0,920
	510	219,0	—	10,71	7,83	7,01	0,890

Les rendements de la dynamo donnés dans ce tableau ont été calculés par moi en divisant les nombres des deux avant-dernières colonnes ; on voit d'après la dernière colonne que le rendement de la turbine baisse pour la marche à moitié charge.

En supposant, qu'en marche normale, la perte moyenne par hystérésis, excitation, frottement de l'air et dans le palier, soit déjà de 86 kilowats, et que la perte par échauffement des fils dans l'induit (en se basant sur une observation du rapport sur les essais) soit de 4 kilowats, on peut calculer le travail effectif correspondant aux essais de Newcastle. Le travail est comparé avec celui d'une machine parfaite, qui fonctionne à la même pression et à la même température que celles existant derrière l'obturateur [1].

1. En se basant sur les observations faites au quatrième chapitre, on peut faire, relativement à la turbine d'Elberfeld, et en ce qui concerne le travail à vide, la remarque suivante :

Soit N_{r1} ce travail en chevaux à pleine charge, N_{r2} celui pour la marche à vide, le travail total de la vapeur sera, pour la marche en pleine charge, $N_i = N_e + N_{r1}$ et celui pour la marche à vide $= N_{r2}$. En supposant que, par suite de la non-étanchéité, la perte en pourcentage ait la même valeur dans les deux cas, cette perte retranchée, nous désignerons par G_1' et G_2' le poids utile de vapeur par seconde. La consommation de vapeur par cheval indiqué est de :

$$C_1 = \frac{G_1'}{N_i} \text{ et } C_2 = \frac{G_2'}{N_{r2}} :$$

1 kilog. de vapeur produit utilement $\frac{637}{C_1}$ et $\frac{637}{C_2}$ calories, respectivement.

Les résultats de ces calculs sont indiqués dans le tableau 6 ci-dessous.

TABLEAU 6

Essais d'une turbine de 1.000 kw. à Newcastle.

NUMÉROS DES ESSAIS	II	I	III	IV	V	VI	VI
						Dynamo	
						excitée	non excitée
Puissance électrique..... kw.	1.190	995	745	499	246		
Perte dans la dynamo (évaluée)..... kw.	92	90	88	87	86	86	10
Puissance effectif sur l'arbre de la turbine en chevaux.....	1.744	1.474	1.132	796	451	117	13,6
Rendement mécanique de la dynamo.....	92,8	91,7	89,4	85,2	74,2	»	»
Consommation de vapeur en kg. par cheval-heure effectif (observée).....	6,02	6,17	6,66	7,15	8,36	15,8	87
Consommation théorique en kg. par cheval-heure.....	3,73	3,77	3,89	3,96	4,48	5,54	6,47
Rendement thermique η_e.....	61,9	61,0	58,5	55,3	53,5	35,0	7,5

La Compagnie Westinghouse m'a communiqué les renseignements suivants sur la consommation d'une turbine de 1.500 kilowats, avec de la vapeur à la pression de 150 livres par pouce carré (10 kg. 54 dans la chaudière) et avec un vide de 26 pouces ou de 660 millimètres.

Cette consommation était de : à pleine charge 8 kg. 67 par kilowat ;
— à 3/4 de charge 9 kg. 2 —
— à 1/2 — 10 kg. 44 —
— à 1/4 — 12 kg. 7 —

Les chiffres ci-dessus sont basés, probablement, sur les essais qui furent publiés, sur ces entrefaites, par le professeur Lispenard Robb, en septembre 1902, dans l'*Electrical World* et que nous reproduisons au tableau 7 ci-dessous.

La quantité de chaleur disponible effectivement (celle qui correspond à l'état dans le canal) est de Δ_1 et Δ_2 calories, et la perte correspondant à 1 kilog. de vapeur de

$$Z_1 = \Delta_1 - \frac{637}{C_1} \text{ calories.}$$

$$Z_2 = \Delta_2 - \frac{637}{C_2} \quad —$$

Cette perte est plus petite pour la marche à vide que pour la marche en pleine charge parce que les vitesses de la vapeur sont plus petites et que la surchauffe est plus grande.

On peut poser :

$$Z_1 = KZ_2$$

où la valeur de K, d'après une estimation, peut monter jusqu'à 4.

En prenant comme valeurs limites $N_{r1} = N_{r2}$ et $K = 1$, nous aurons comme minimum :

$$N_r = 78 \text{ chevaux (en chiffres ronds).}$$

Dans le cas très probable où $K = 4$:

$$N_r = 155 \text{ chevaux en chiffres ronds.}$$

Cette dernière valeur semble un peu trop forte.

TABLEAU 7

Résultats des essais d'une turbine *Westinghouse* de 1.500 kw. à Hartford, Conn.

	DATE 1902	PUISSANCE moyenne kw.	PUISSANCE maximum kw.	PUISSANCE minimum kw.	DURÉE des essais heures	PRESSION de la vapeur kg. cm²	VIDE kg. cm² abs.	SURCHAUFFAGE de la vapeur	CHARBON EN KG. par kw.-heure	CONSOMMATION de vapeur par kw.-heure
1	8 février	1.998	2.185	1.900	4	10,92	0,111	23°2	0,772	8k67
2	28 janvier	1.625	1.820	1.480	6	10,62	0,095	22,2	0,799	9,17
3	9 mai	1.371	1.570	1.100	6	10,66	0,122	17,8	0,922	9,96
4	12 —	834	940	660	6	10,76	0,105	19,7	1,067	11,17
5	8 —	888	980	750	6	10,72	0,145	18,2	1,117	12,04
6	7 —	471	730	310	6	10,66	0,113	10,6	1,330	14,51
7	13 —	364	520	150	6	10,75	0,09	16,1	1,507	15,19

Les grandes variations dans la puissance que nous remarquons dans le tableau ci-dessus doivent être attribuées à ce que les essais ont été faits probablement pendant l'exploitation de l'usine. A en juger par les courbes caractéristiques reproduites dans l'article en question, aucun doute ne peut subsister sur l'exactitude de ces essais. La consommation de vapeur a été mesurée en pesant l'eau d'alimentation dans la chaudière; mais rien ne nous indique si la pression est comptée comme absolue ou comme relative.

D'après toutes ces données, et particulièrement celles des essais de Stoney, on voit l'énorme influence de la surchauffe et du vide sur la consommation de vapeur. Les essais faits à Blackpool (table 4, nos 29 et 30) sur la turbine de 500 kilowatts indiquent une amélioration dans la consommation de vapeur de 1 p. 100 pour une surchauffe de 5°1, tandis que, théoriquement, cette économie n'est acquise que pour une température de 11°. Les conditions des nos 29 et 30 se présentent, en chiffres absolus, comme il suit : Supposons que le rendement de la dynamo soit de 90 p. 100, et que les pertes dues à la sortie et aux frottements dans les paliers de la turbine soient de 8 p. 100, le frottement total, par kilog. de vapeur saturée sera, de 61 cal. 6 et celui de la vapeur surchauffée de 58,8. La diminution dans le frottement de la vapeur est de 3 cal. 1 pour 61,6, c'est-à-dire 5,7 p. 100. Comme la surchauffe était de 38° 9, la diminution du travail de frottement de la vapeur est de 1 p. 100 pour 6° 8 de surchauffe. En supposant que les essais parallèles, avec les turbines d'Elberfeld aient été faits dans les mêmes conditions que les précédents, on trouve que l'économie dans la consommation, avec la turbine I, n'a été que de 1 p. 100 pour 8° environ (la surchauffe étant de 27°), et on obtient la même valeur pour 6° avec la turbine II (surchauffe de 46°); on voit que l'économie, avec ces dernières turbines, était plus faible que dans les essais 31 et 32.

Les essais 24 et 26 de la turbine de 500 kilowatts donnent des indications relatives à l'influence du vide. Le passage de la contre-pression de 0 kg. 207 par centimètre carré à 0 kg. 114 par centimètre carré donne une économie dans la consommation de vapeur de $\frac{10 \text{ kg. } 70 - 9 \text{ kg. } 84}{10 \text{ kg. } 70} = 8{,}95$ p. 100, tandis que, théoriquement, on devrait avoir $\frac{6 \text{ kg. } 12 - 5 \text{ kg. } 46}{6 \text{ kg. } 12} = 12{,}4$ p. 100.

Pour une contre-pression de 0 kg. 1 par centimètre carré, les valeurs correspondantes seraient de 4,65 p. 100 et 6,4 p. 100, et l'économie de $\frac{4,65}{6,4} = 0,73$, c'est-à-dire les 3/4 de celle calculée théoriquement.

Il faut remarquer que, dans une turbine avec faible vide, la vitesse de sortie est à peu près proportionnelle au plus grand volume de vapeur et que la perte en travail croît avec le carré du rapport. Si cette perte était, pour une contre-pression de 0 kg. 114 absolue, de 5 p. 100, elle sera de $\left(\frac{0,114}{0,207}\right) 5 = 1,4$ p. 100 pour une contre-pression de 0 kg. 207, cette différence, de $5 - 1,4 = 3,6$ p. 100, est à peu près égale à celle que nous avons trouvée plus haut entre l'économie théorique (12,4 p. 100) et celle observée (8,95 p. 100). Après ce que nous venons de voir, il serait superflu d'insister sur l'influence du vide au point de vue de la consommation de vapeur et de l'économie qui en résulte. Les essais de Stoney montrent clairement que, sous ce rapport, les turbines Parsons sont parfaitement réussies.

Turbine Rateau[1].

La turbine à disques multiples, système Rateau est une turbine d'action pure. Les roues, formées de disques en tôle d'acier rivés sur le moyeu, sont calées sur un arbre commun et séparées les unes des autres par des cloisons. Les premières roues sont à

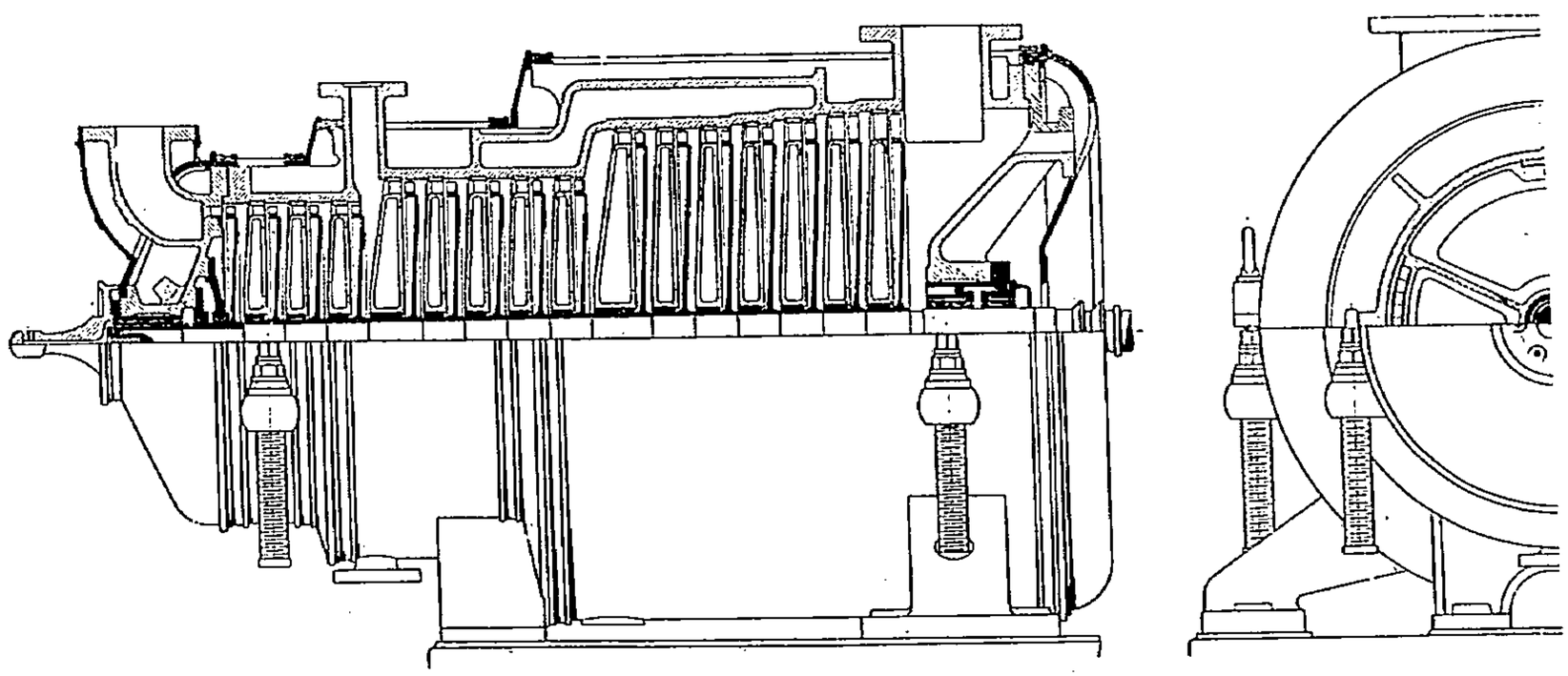


Fig. 81 et 82. — Turbine *Rateau*.

injection partielle, de sorte que leurs vitesses périphériques peuvent être, sans inconvénient, assez importantes. Des aubes directrices sont placées dans les cloisons séparant les roues successives; celles des roues motrices sont faites en tôle d'acier ou de bronze et rivées sur les bords des roues. Le premier palier, côté haute pression, est placé dans le couvercle de la turbine, et, par suite, le graissage en est fait par une pompe qui envoie de l'huile refroidie, afin de maintenir le palier à une température convenable. L'arbre traverse le couvercle de la turbine, côté basse pression; le second palier est indépendant du corps de la turbine. L'étanchéité au point de passage de l'arbre à travers le fond est assurée par une bague ordinaire chambrée intérieurement et recevant de la vapeur condensée pour former joint hydraulique. Les fig. 81 et 82 représentent la coupe longitudinale et la coupe transversale de la turbine. Un régulateur à ressort agit par l'intermédiaire de leviers sur

1. *Revue de Mécanique*, mars 1899, p. 295; août 1900, p. 167; novembre 1901, p. 608.

un obturateur muni d'un compensateur Denis et assure la régularité de la marche de la turbine pour n'importe quelle variation de charge. Cette disposition du régulateur est, depuis fort longtemps, employée par la maison Sautter, Harlé et Cie pour les machines à piston.

La maison dont nous venons de parler a exécuté dernièrement, pour la Cie des Mines de Bruay, une turbine à basse pression fonctionnant avec un accumulateur-régénérateur de vapeur. Une série d'essais ont été faits à l'usine, à Paris, par une commission compétente, composée de MM. Picou, Sauvage et des Ingénieurs de la Cie de Bruay[1].

La maison Sautter, Harlé et Cie a bien voulu me communiquer les résultats de ces essais, que nous reproduisons dans le tableau 8. L'accumulateur de vapeur est formé d'un grand réservoir contenant une série de forts plateaux en fonte formant volant de chaleur.

TABLEAU 8

Essais sur une turbine *Rateau* par MM. Sauvage et Picon.

	NOMBRE de tours	CHARGE		PRESSION		TEMPÉRATURE à l'entrée	CONSOMMATION effective par cheval électr. heure D_{el}	CONSOMMATION théorique par cheval électr. heure D_o	RENDEMENT thermique $\eta_{el} = \frac{D_o}{D_{el}}$
		KW.	chevaux électriques	à l'entrée dans la turbine kg. cm² abs.	au condenseur kg. cm² abs.				
1	1.610	Marche à vide sans excitation		0,136	0,087	111°4	(570) par heure	»	»
2	1.589	70,3	95,6	0,381	0,088	111	23,26	11k8	0,506
3	1.600	140,9	191,4	0,659	0,128	135	19,14	10,01	0,526
4	1.591	222,0	274,4	0,902	0,163	137	18,03	9,66	0,535
5	1.598	232,5	315,8	1,034	0,196	147	17,88	9,8	0,548

La vapeur d'échappement de la machine d'extraction arrive dans l'accumulateur par intermittence, et une partie de la vapeur s'y condense pour être de nouveau vaporisée par la chaleur accumulée pendant que la machine d'extraction est arrêtée ; la turbine peut ainsi fonctionner sans interruption.

La turbine est composée de sept roues motrices de 880 millimètres de diamètre.

En outre, la direction de l'usine de Oerlikon m'a communiqué le tableau 9, indiquant les résultats des essais d'une turbine Rateau de 1.000 kilowatts.

La vitesse moyenne de la turbine était de 1.500 tours.

TABLEAU 9

Essais sur une turbine *Rateau* de 1.000 kw. à l'usine d'Oerlikon.

	CHARGE kw.	PRESSION EN KG. CM² ABS.			TEMPÉRATURE à l'entrée de la 1re roue	CONSOMMATION effective par kw.-heure D_{el} kg.	CONSOMMATION théorique par kw.-heure D^o kg.	$\eta = \frac{D_o}{D_{el}}$
		dans la chaudière	à l'entrée de la 1re roue	dans le condenseur				
1	194	13,1	2,14	0,078	148°	14,5	7,36	0,504
2	425	10,9	4,06	0,083	155	11,3	6,22	0,552
3	659	11,3	5,99	0,140	162	10,8	6,31	0,583
4	871	12,7	7,89	0,222	175	11,2	6,48	0,578
5	1.024	12,6	8,19	0,171	176	9,7	6,05	0,607

1. *Revue de Mécanique*, avril 1902 et 1903, p. 485 et 385.

La consommation théorique indiquée dans le tableau 9 correspond à l'état dans lequel la vapeur se trouvait à l'entrée dans la turbine.

La diminution lente du coefficient de rendement, qui est assez remarquable, doit être certainement attribuée au fait que la pression de la vapeur dans la turbine était plus faible aux petites charges, et que la résistance due à la friction des roues sur la vapeur devient plus faible. L'usine d'Oerlikon espère arriver, avec un meilleur vide, à une consommation de 8 kg. 4 par kilowatt. Cette dernière valeur sera certainement atteinte, et nul doute que la consommation de ce type de turbine ne dépassera pas la consommation de la turbine Parsons.

Il y a peu de temps, la maison Sautter, Harlé et Cie, à Paris, m'a communiqué les résultats des essais d'une turbine de 500 chevaux tournant à 2.000 tours. Les courbes

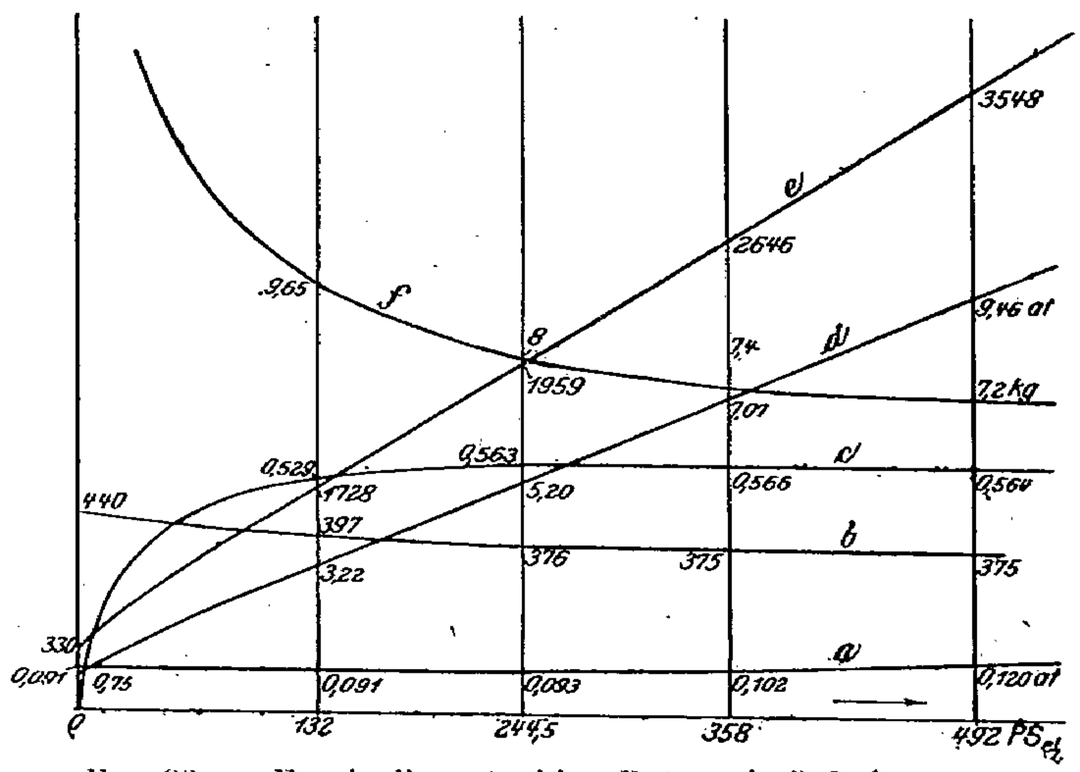


Fig. 83. — Essais d'une turbine *Rateau* de 500 chevaux.

a, pression au condenseur, en atmosphères; *b*, variations de la dépense de vapeur avec la pression initiale; *c*, rendement thermique; *d*, pression absolue à l'admission de la turbine; *e*, dépense de vapeur par heure; *f*, dépense de vapeur par cheval-heure électrique.

caractéristiques concernant les essais de cette turbine sont représentées dans la fig. 83. Une reprise des essais de la turbine a eu lieu en septembre 1902; la pression dans la chaudière, comme on peut le voir au tableau, était plus forte et la vitesse plus grande.

Pendant ces essais, la pompe à vide était actionnée par un moteur indépendant.

TABLEAU 10

Essais à l'usine de MM. Sautter, Harlé et Cie, d'une turbine *Rateau* de 400 kw.

	NOMBRE de tours	PRESSION dans la chaudière kg. cm² abs.	PRESSION à l'entrée de la turbine kg. cm² abs.	VIDE kg. cm² abs.	CHARGE électrique en chevaux	CONSOMMATION de vapeur en kg. par cheval-heure	CONSOMMATION de vapeur en kg. par kw.-heure
1	2.050	12,0	9,6	0,115	512,2	7,17	9,62
2	2.213	»	»	»	526,5	7,00	9,69
3	2.420	»	»	»	536	6,95	9,21
4	2.025	16,00	9,6	0,115	520,0	7,05	9,48
5	2.259	»	»	»	537,0	6,83	9,19
6	2.429	»	»	»	545,3	6,72	9,04
7	2.011	16,0	11	0.128	606,4	7,05	9,48
8	2.225	»	»	»	626.5	6,81	9,16
9	2.429	»	»	»	643,9	6,61	8,89

Divers.

Dans l'ouvrage *Roues et turbines à vapeur*, de K. Sosnowsky, publié en 1877, nous trouvons la description de brevets en nombre considérable, relatifs aux turbines à vapeur, dont certains datent encore du siècle dernier. Entre autres, nous trouvons la description de la roue à réaction de James Sadler, dont le brevet date de 1791, et qui fut un des premiers à proposer des dispositions pratiques. La turbine de Réal et Pichon, en 1827, est la devancière des turbines à action à disques multiples. En 1853, Tournaire décrivait sa turbine à réaction et en indiquait très clairement non seulement le principe mais aussi l'exécution. Enfin, en 1892, nous trouvons déjà la turbine de Altham, dont les aubes sont semblables à celles de Stumpf. La plupart des anciens inventeurs n'ont pas été suffisamment éclairés sur beaucoup de points importants, par exemple pour diminuer le nombre de tours, certains d'entre eux ont eu recours à des moyens qui diminuaient le rendement.

Parmi les moyens pour abaisser le nombre de tours, les inventeurs ont tenté l'emploi de mélanges de certains gaz ou de vapeurs avec le courant de la vapeur. On perdait de vue que les mélanges de ce genre évoluent d'après les lois du choc non élastique et que la diminution de la vitesse jusqu'à une certaine limite ne peut être acquise que par une perte très notable, atteignant 1/3 à 3/4 du travail disponible. Nous devons aussi mentionner l'intéressante expérience, faite dans le but de diminuer la vitesse, par la Société Escher Wyss et Cie, en injectant du mercure dans le courant de vapeur. Cette tentative a échoué par suite de différentes causes, dont la principale est l'impossibilité de séparation du mélange intime du mercure transformé en poussière avec l'eau.

Nous avons déjà parlé, au cours de nos études, des brevets Farcot et Ferranti, consistant à employer la vapeur d'échappement de la roue en la faisant passer à travers des distributeurs spéciaux pour la faire travailler de nouveau sur la même roue ; mais on s'est heurté à certaines difficultés, provenant de l'injection partielle, de la dispersion du courant, etc.

Seger[1] laisse passer la vapeur d'échappement d'une turbine de Laval dans une seconde tournant en sens contraire et placée tout à côté de la première, de sorte que la même vapeur, sans toucher les parois fixes et sans avoir subi de changement dans sa vitesse et dans sa direction, travaille consécutivement dans deux turbines différentes. Cette idée serait certainement très bonne dans le cas d'une turbine Parsons, où les roues motrices et les roues directrices tourneraient en sens contraire les unes des autres ; le frottement de la vapeur diminuerait de moitié. La difficulté de construction des canaux d'arrivée et de sortie de la vapeur empêche la réalisation de cette excellente idée.

7) La turbine et la machine à vapeur à pistons.

Une comparaison s'impose entre ces deux genres de machines au point de vue technique et au point de vue économique. En ce qui concerne le côté technique, nous avons les résultats des turbines de Laval et de Parsons, principalement des petites unités, qui sont en marche régulière et irréprochable depuis de longues années. Quant aux grandes unités, l'industrie est encore dans la période d'attente, elle cherche à être bien édifiée sur les résultats de ce nouvel engin, et ce n'est qu'après des années d'expériences que ces hésitations disparaîtront. Parmi les causes principales de ces hésitations, nous devons signaler en première ligne les fortes vitesses avec lesquelles les turbines tournent, l'impossibilité de supprimer complètement les vibrations, les dangers d'échauffement, la difficulté de tenir étanches certaines parties de la turbine par suite de l'usure, etc.

1. *Revue de Mécanique*, mars 1901, p. 368.

Quand l'expérience démontrera que ces craintes ne sont pas justifiées, les avantages des turbines à vapeur ressortiront définitivement. Du reste, ils sont tellement nombreux et frappants qu'il est inutile de s'y arrêter trop longtemps. Mentionnons seulement le faible poids, le petit nombre de pièces en mouvement, le peu d'emplacement nécessaire, la facilité de démontage, la suppression du graissage intérieur, l'excellent réglage, la marche régulière, la facilité de mise en route, etc.

Pour nous rendre compte des différences de ces deux genres de moteurs au point de vue économique, nous comparerons la consommation de vapeur par cheval-heure indiqué d'une turbine à vapeur à celle d'une machine à pistons de la même force.

D'après les essais sur les turbines par Stoney, ceux des turbines d'Elberfeld et la grande turbine de Westinghouse, nous avons :

Charge en kilowatts.....	24,7	52,7	108,5	123	119	226	507	1.190	1.500
Rendement adopté pour la dynamo.	0,85	0,87	0,87	0,87	0,87	0,92	0,92	0,92	0,93
Rendement adopté pour la machine à pistons équivalente.....	0,85	0,87	0,87	0,87	0,87	0,92	0,92	0,94	0,94
Consommation de la turbine par kilowatt-heure.....	13k06	12,07	12,16	11,57	11,02	9,98	9,57	8,81	8,67
Consommat. de la machine à pistons équivalente par chev.-h. indiqué.	6,96	7,07	6,77	6,44	6,12	6,21	5,95	5,60	5,57

Si l'on compare la consommation de vapeur d'une bonne machine compound d'une certaine force, travaillant avec de la vapeur un peu surchauffée, à celle d'une turbine de Laval de force égale, on voit que cette dernière est supérieure au point de vue de l'économie.

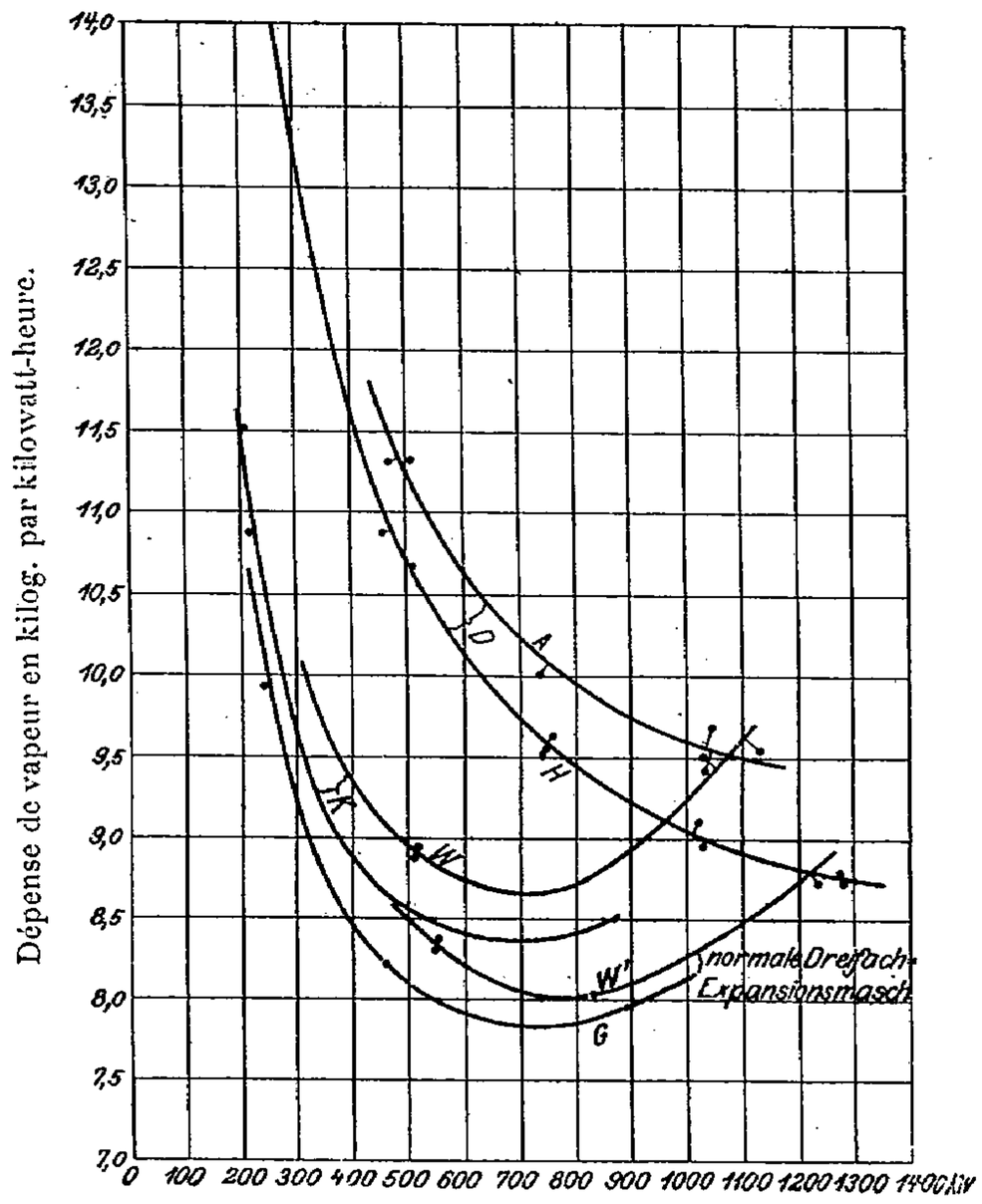
On n'en peut pas dire autant au point de vue de la consommation en ce qui concerne la machine à vapeur à triple expansion. Les essais faits sur ces bonnes machines à piston ont démontré, qu'en la charge normale, la dépense de vapeur est inférieure à celle d'une turbine à vapeur travaillant dans les mêmes conditions. C'est ainsi que la machine à vapeur à triple expansion, livrée par la maison Sulzer à l'usine d'Elberfeld, consomme moins de vapeur en marche normale que la turbine Parsons. Nous reproduisons dans la fig. 86 les courbes caractéristiques[1] de consommation de la machine en question, ainsi que celles relatives à la turbine. On voit, d'après ces courbes, que la consommation de vapeur de la machine, pour la charge normale, est inférieure à celle de la turbine, et ce n'est qu'en poussant la machine au delà de la charge normale (jusqu'à 960 chevaux environ), que les courbes des consommations se croisent. Les résultats sont encore meilleurs dans le cas où la machine commande un moteur à courant continu.

Il est à remarquer que la machine à triple expansion d'Elberfeld, par suite des conditions particulières, avait un arbre bi-coudé reposant sur 7 paliers et que le grand cylindre n'avait pas d'enveloppe de vapeur, ce qui n'était point favorable à la machine. La machine type de la maison Sulzer n'a que deux paliers et la dynamo se trouve entre ces paliers. Dans la fig. 86, sont aussi reproduites les courbes caractéristiques de consommation de la machine type normale et on y voit que la consommation est encore plus faible que dans le cas précédent. N'oublions pas de mentionner un point très important des essais par le professeur Ewing de Newcastle sur la turbine d'Elberfed et publiés par le Schweizerische Bauzeitung, dans lequel, en poussant la charge jusqu'à 2.200 chevaux effectifs, la consommation n'était que de 5 kilog. de vapeur par cheval indiqué, ce qui correspond à 8 kg. 15 par kilowatt.

Pour le moment, la consommation de la turbine est plus forte que celle d'une machine à triple expansion, même en employant de la vapeur fortement surchauffée. La

1. Ces courbes me sont communiquées par la maison Sulzer.

maison Brown, Boveri et Cᵉ pour la turbine de 5.000 chevaux, destinée à la ville de



A et N, turbines avec vapeur. Saturée et surchauffée.

K, moteurs à pistons avec courants continus et alternatifs.

W' et G, machines à triple expansion avec courants continus et alternatifs.

Fig. 86.

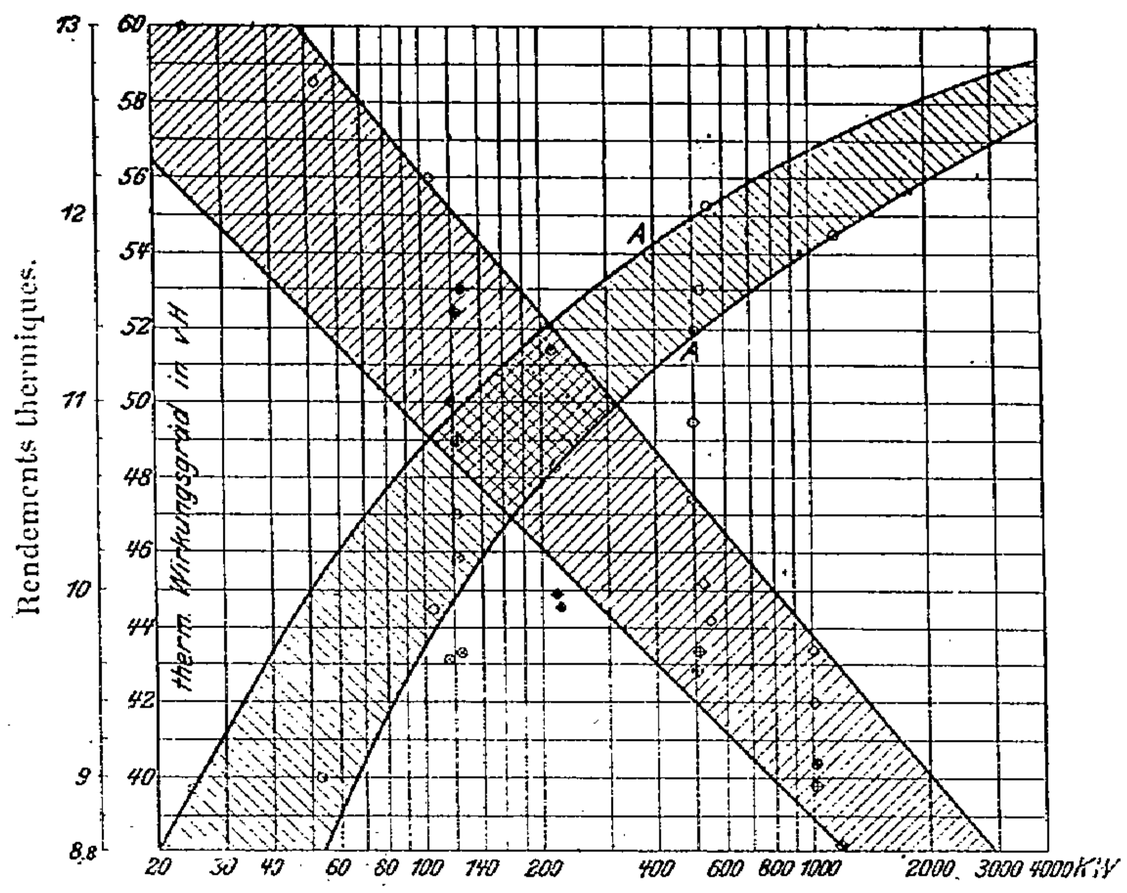


Fig. 87. — Consommation de vapeur et rendement d'une turbine *Parsons*.

⊕ — Consommation de vapeur avec surchauffeur.
○ — — — sans —
⊕ — Rendement avec surchauffeur.
○ — — sans —

Francfort, a garanti une consommation de 4 kg. 9 par cheval-heure-effectif sur l'arbre de

la turbine, avec une pression dans la chaudière de 13 atm. 8 et une température de 300°. Ces nombres correspondent à une dépense de 3.500 calories par cheval effectif. Les machines à triple expansion de 3.000 chevaux installées à l'usine électrique de Berlin, marchant avec de la vapeur dont la pression dans la chaudière est de 12 atm. 3, avec une surchauffe de 314°, consomment 4 kg. 05 de vapeur par cheval-heure indiqué, ce qui correspond à une dépense de 3.230 calories par cheval-heure effectif, c'est-à-dire que la consommation est plus faible de 8,3 p. 100. Toutes ces différences parlent en faveur des machines à triple expansion; dans un avenir prochain, nous saurons si ce rapport est resté le même.

Les rendements thermodynamiques de la turbine de Parsons en fonction de la charge, représentés dans la fig. 87, laissent à espérer une amélioration dans la consommation caractérisée par les courbes A.

Avenir des machines thermiques.

Si l'on mesure la puissance des moteurs à vapeur non par la puissance thermodynamique disponible correspondant à la pression et à la température de la vapeur, mais par la quantité de chaleur dégagée par le charbon brûlé sous la chaudière, on obtient des résultats tout à fait différents.

Ainsi, les machines installées à l'usine d'électricité de Berlin, dont nous avons déjà parlé, même avec un rendement de 80 p. 100, indiquent une dépense de $\frac{3.230}{0,8} = 4.040$ calories par un cheval-heure effectif, qui doit être en réalité produit par 637 calories; le rendement absolu n'est alors que de $\frac{637}{464} = 15,7$ p. 100.

Les causes de cette mauvaise utilisation de la chaleur ont été déjà clairement expliquées par la thermodynamique; le but que l'on doit poursuivre, et qui doit servir de principe fondamental, est de porter la vapeur à la plus haute température possible, de l'abandonner à la température la plus basse, et d'éviter les transformations non réversibles.

Un grand nombre de procédés plus ou moins pratiques ont été proposés pour améliorer le rendement thermique des moteurs à vapeur. En employant même le plus pratique, on n'obtient que des résultats bien éloignés de ceux qu'on est en droit d'attendre.

Dans les moteurs à gaz pauvre, on est arrivé, par une dépense de chaleur de 3.700 et même de 3.200 calories par cheval-heure effectif, à une amélioration sensible du rendement. Cette amélioration est encore plus sensible dans le moteur Diesel, où la dépense en chaleur n'est que de 2.096 calories[1] par cheval-heure effectif. Quant à l'idée, émise à plusieurs reprises de brûler du charbon pulvérisé directement dans le cylindre moteur, nous devons la considérer, au moins pour le moment, comme une utopie.

Si tous les moyens de la science et de la technique sont insuffisants à faire disparaître cette anomalie, et si nous sommes toujours exposés à cette perte des 2/3 de la chaleur disponible, on pourrait se demander si nous ne faisons pas fausse route en utilisant de cette façon la chaleur du combustible et s'il ne vaudrait pas mieux tirer l'électricité directement du charbon.

1. La Société Diesel a communiqué depuis que son moteur de 70 à 90 chevaux consomme 0 kg. 186 de pétrole par cheval-heure effectif, ce qui correspond à un rendement thermique de 34 p. 100. Cette amélioration doit être attribuée au fort rendement mécanique, qui atteint 81 p. 100. Il faut espérer que, dans les unités plus fortes, le rendement sera encore plus grand.

Mais la question relative à la production directe de l'électricité par le charbon est encore loin d'être résolue ; et quant à la production indirecte, elle demande des installations bien compliquées sans donner la garantie d'un rendement convenable.

On peut donc dire que, pour le moment, aucun danger immédiat n'est à craindre dans la construction des moteurs thermiques ; toutefois nous sommes obligés de compter sur nos propres forces pour défendre la situation. La science a avancé et, pour le moment, elle n'indique aucune nouvelle voie dans cet ordre d'idées. Son indication est simple et rigoureuse ; elle dit : réalisez le cycle de Carnot dans les limites des températures de 0° à 1.000° C. et vous aurez un rendement d'environ 80 p. 100 de la chaleur dépensée. Quels doivent être les matériaux employés pour la construction des machines afin de pouvoir supporter des températures de 1.000° sans pertes notables de chaleur, quels sont les moyens à employer pour que les résistances passives dans la machine ne soient pas trop fortes, la solution de ces questions n'est pas l'affaire de la science. La science a le droit de rester dans le champ de la pensée pure ; elle nous laisse à nous, ingénieurs, le champ libre pour lutter avec la matière

---

OUVRAGES RÉCEMMENT PARUS

OUVRAGES ANGLAIS

A manual of marine engineering, par M. A.-D. Seaton (15e éd). Londres, Griffin (21 s.)

Machine design. Part II. Form strength and proportions of parts, par M. Forrest R. Jones (3e éd.), In-8°, 425 p., 178 fig. Londres, Chapman Hall (12 s. 6 d.).

Mechanical shipment of coal, par M. E.-H. Stone. Government of Bengal Secretariat press (12 s.).

Strength and elasticity of structural members, par M. R.-J. Woods. Londres, Arnold (10 s. 6 d.).

The oil fields of Russia and the russian petroleum industry, par M. A.-B Thomson. In-8°, 500 p. Londres, Crosby Lockwood (2 liv. 2 s.).

The Iron and Steel Metallurgist and metallographist, journal mensuel, Sauveur et Whiting, Boston.

Depreciation of factories, par M. E. Matheson (3e éd.). Londres, Spon (7 s. 6 d.).

Central electrical stations, their design, organisation and management, par M. C.-H. Wordingham (2e éd.). In-8°. Londres, Griffin (24 s.).

The factory manager and accountant, par M. H -L. Arnold. In-8°, 432 p. New-York, bureau de l'Engineering Magazine (5 dol.).

The metallurgie of steel, par M. F.-W. Harbord, with a section on **The mechanical treatment of steel**, par M. J.-W. Hall. In-8°, 760 p., 37 pl. Londres, Griffin (25 s.).

Locomotive breakdowns and their remedies, par M. G.-L. Foster. In-8°, 244 p., 95 fig. New-York, Henley (1 dol. 50).

Technical mechanics, par M. E.-R. Maurer. In-8°, 382 p. New-York, J. Wiley (46 dol.).

Change gears devices, par M. O.-E. Perigo, In-8°, 81 p. New-York, Derry Collar (1 dol.)

Vector and rotors with applications, par M. O. Henrici et Turner. In-8°. Londres, Longmans Green (6 s. 6 d.).

History of the american steam navigation, par M. P.-O. Box In-8°, 630 p. New-York, Samitz (4 dol.).

Liquid fuel and its combustion, par M. H. Booth. In-8°, 411 p. New-York, Dutton (8 dol.).

The mechanical engineer's reference book, par M. H.-H. Suplee. In-8°, 900 p. Philadelphie, Limpincott (5 dol.).

Machine design Part I Fastening, par M. W.-L. Catcart. In-8°, 291 fig., 122 fig. New-York, Van Nostrand (3 dol.).

Modern engines and power generators A practical work on prime movers and the transmission of power, par M. R. Kennedy, vol. 1. Londres, Caxton (9 sh.).

Practical physics of the modern stem boilers, par M. Rowan. Londres, King (21 sh.).

Principles and Practice of dock engineering. In-8°, 560 p., 34 pl., 468 fig. Londres, Griffin (30 sh.).

The grant and validity of british patent inventions, par M. J. Roberts. In-8°. Londres, Murray (25 s.).

Fire and explosion risks, par M. Schwartz. In-8° 246 p. Londres, Griffin (16 s.).

CHRONIQUE

FABRICATION DES ROUES AUX ATELIERS DE DEFIANCE OHIO

La fabrication mécanique des roues en bois s'est développée d'une façon très remarquable aux ateliers de Defiance, sous l'impulsion de deux des ingénieurs de ces ateliers : MM. Ensign et Seymour. Toutes les opérations de cette fabrication y sont effectuées d'une façon méthodique, rapide et exacte, par des machines-outils fort ingénieuses, dont nous

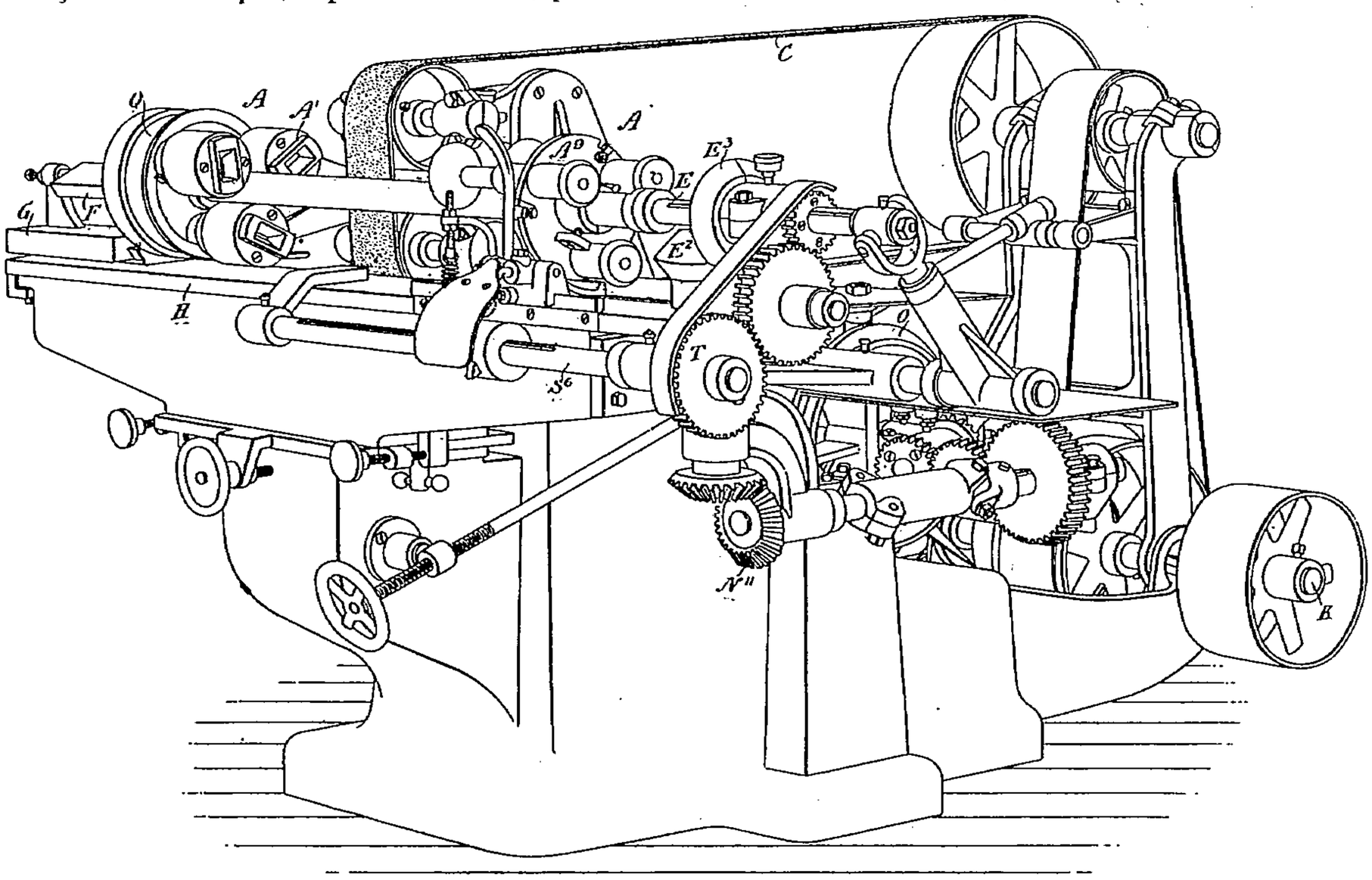


Fig. 1. — Machine *Ensign* à finir les rais.

ne pouvons décrire que quelques types, suffisants néanmoins pour donner une idée de cette fabrication, des plus importantes.

La première de ces machines, due à M. Ensign, sert à finir les rais, de la forme représentée en fig. 6.

La poupée porte-rais A est (fig. 1 et 3) pourvue de serrages A′ et A^2, disposés de manière à pouvoir prendre simultanément trois rais : un en finissage par la courroie sablée C, un fini et un précédent celui en travail par C. A tourne (fig. 4) sur un arbre E, rainuré et portant à gauche (fig. 1 et 3) un gabarit F, sur chariot G, à glissière H, pivotée autour de l'axe vertical E′ (fig. 3), qui commande l'arbre E par les cônes de friction E^2E^3. Le gabarit F est constamment appuyé par un ressort sur le galet F′ (fig. 3).

L'arbre moteur K commande par un train réducteur la came *o*, dont l'arbre J commande, par le train $NN^5N^9N^{LL}$, l'arbre E′ à vitesse moitié de celle de J, ou à la même

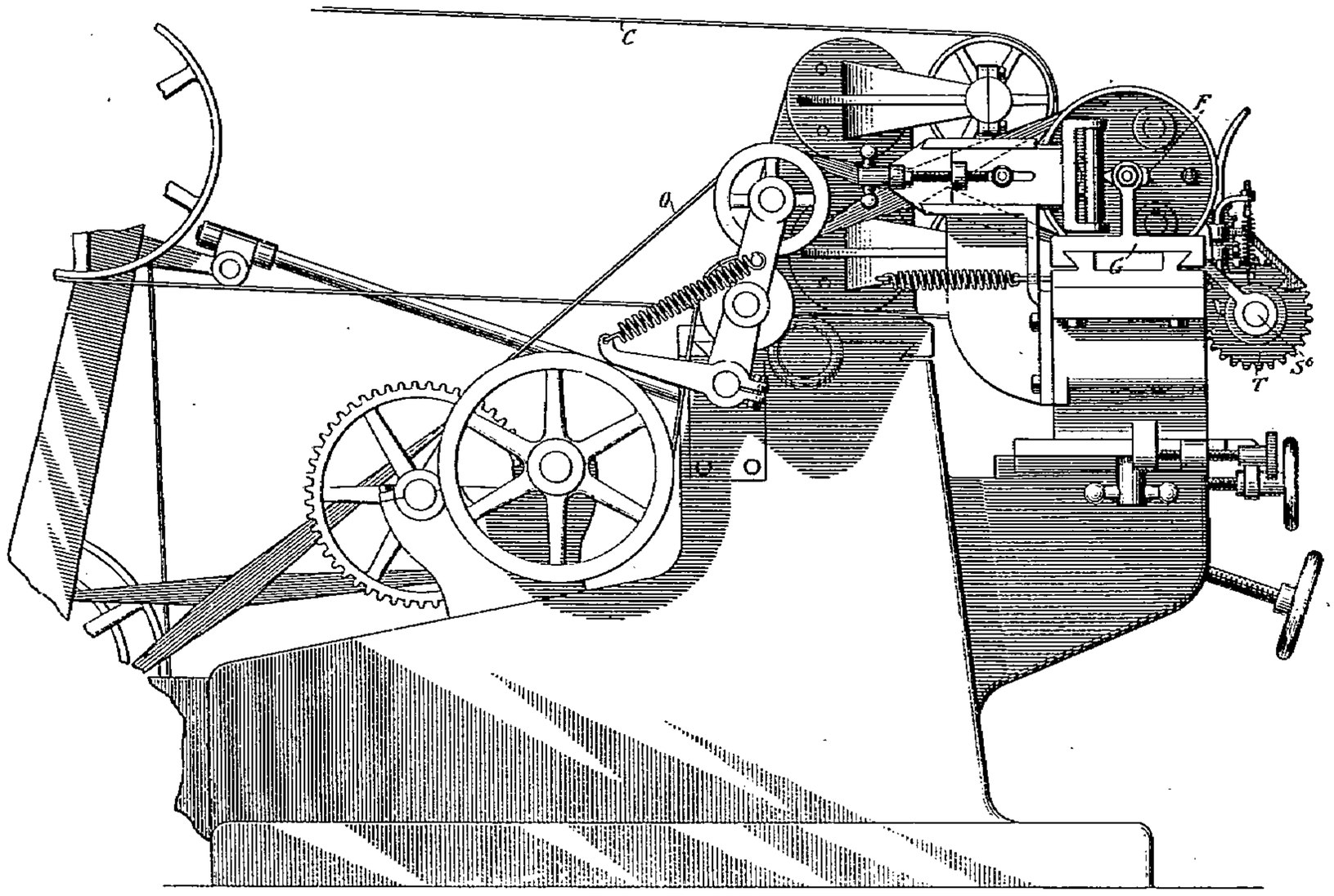


Fig. 2. — Machine *Ensign* à finir les rais. Vue par bout.

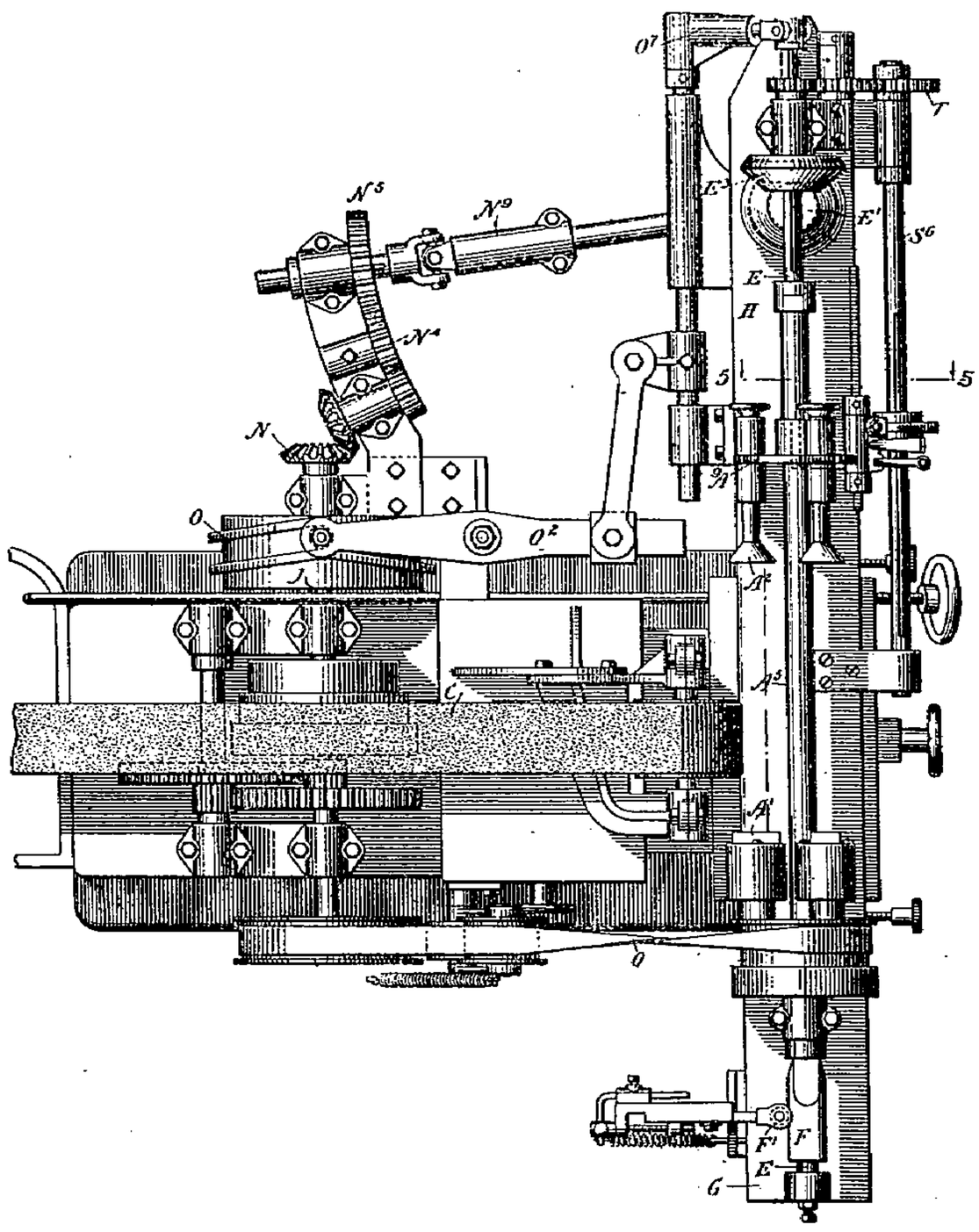
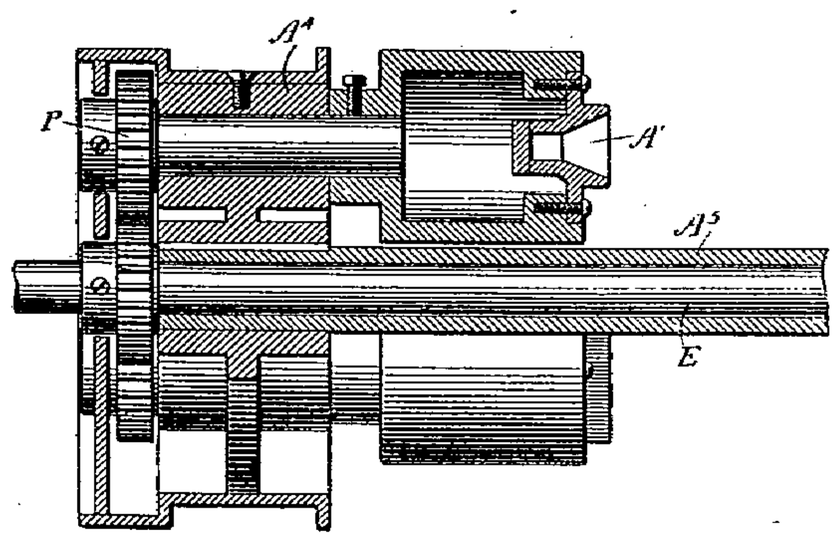
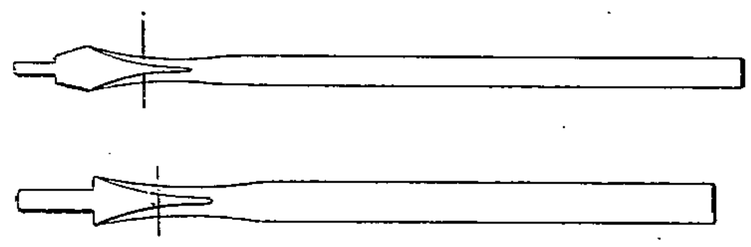


Fig. 3. — Machine *Ensign* à finir les rais. Plan.





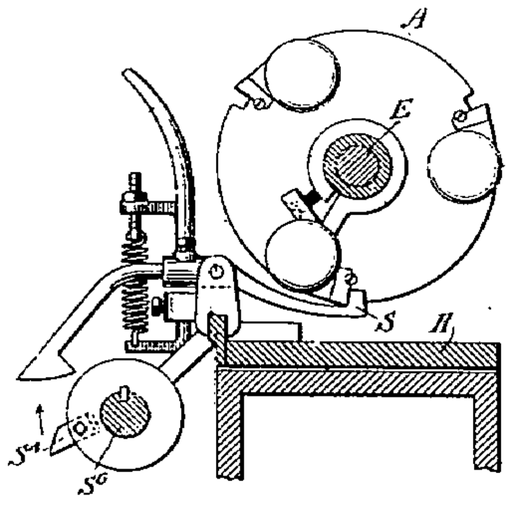


Fig. 6 à 9.

Fig. 4 à 9. — Machine *Ensign* à finir les rais. Détails.

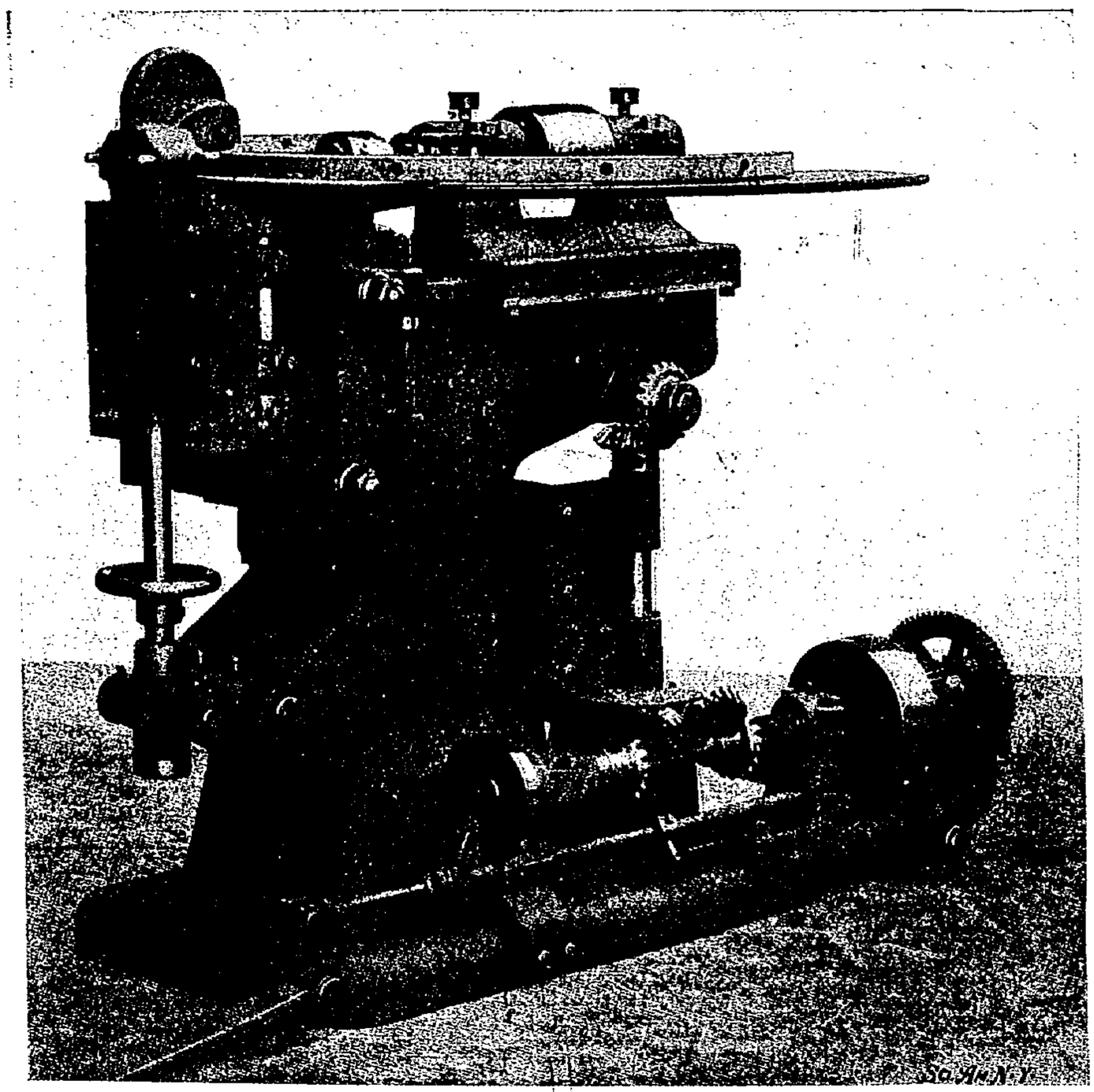


Fig. 10. — Machine *Ensign* à comprimer et percer les jantes.

vitesse, suivant que l'on engage N^7 avec N^5 ou N^4. La came O commande par O^2 (fig 3) la

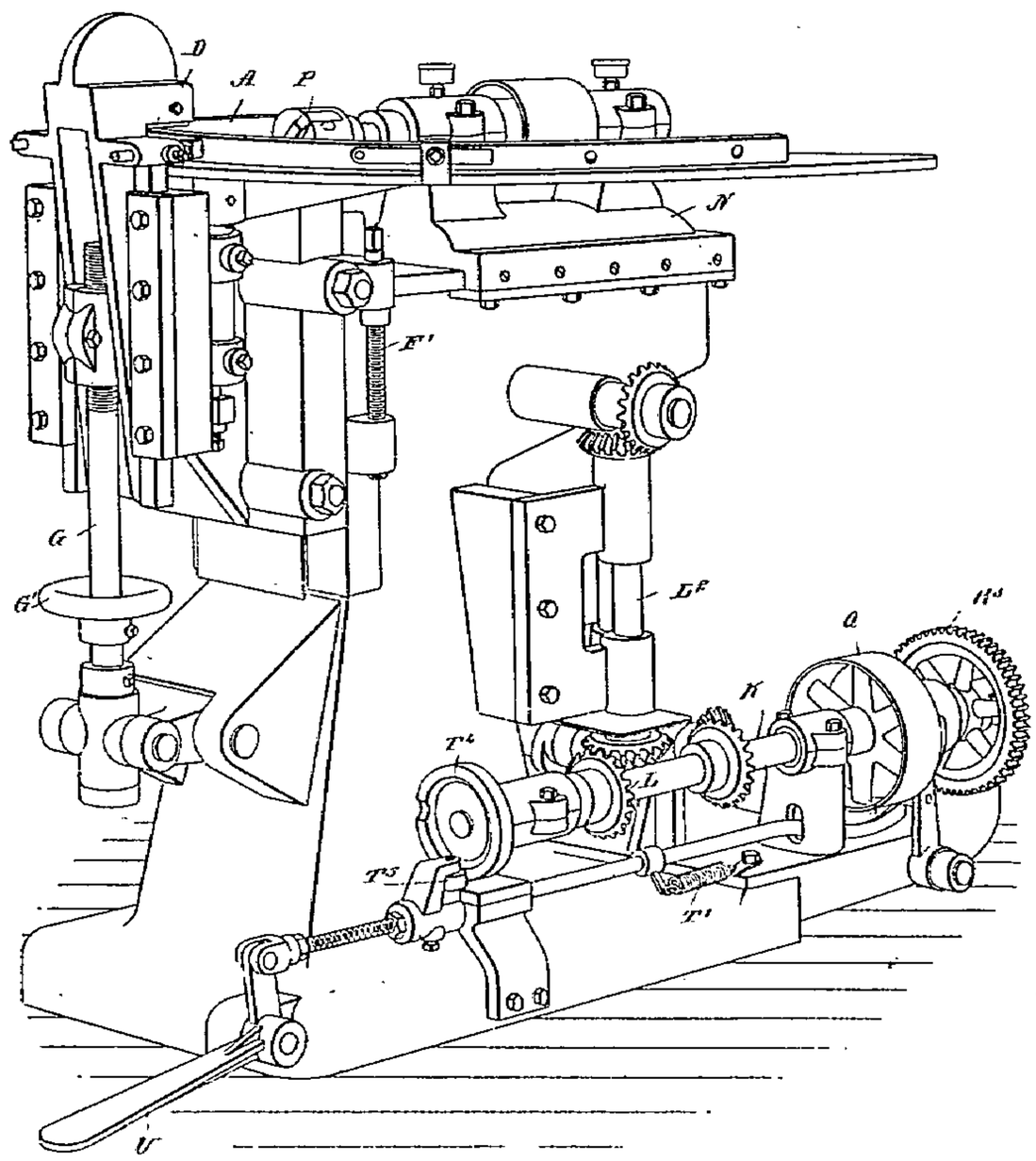


Fig. 11. — Machine *Ensign* à comprimer et percer les jantes.

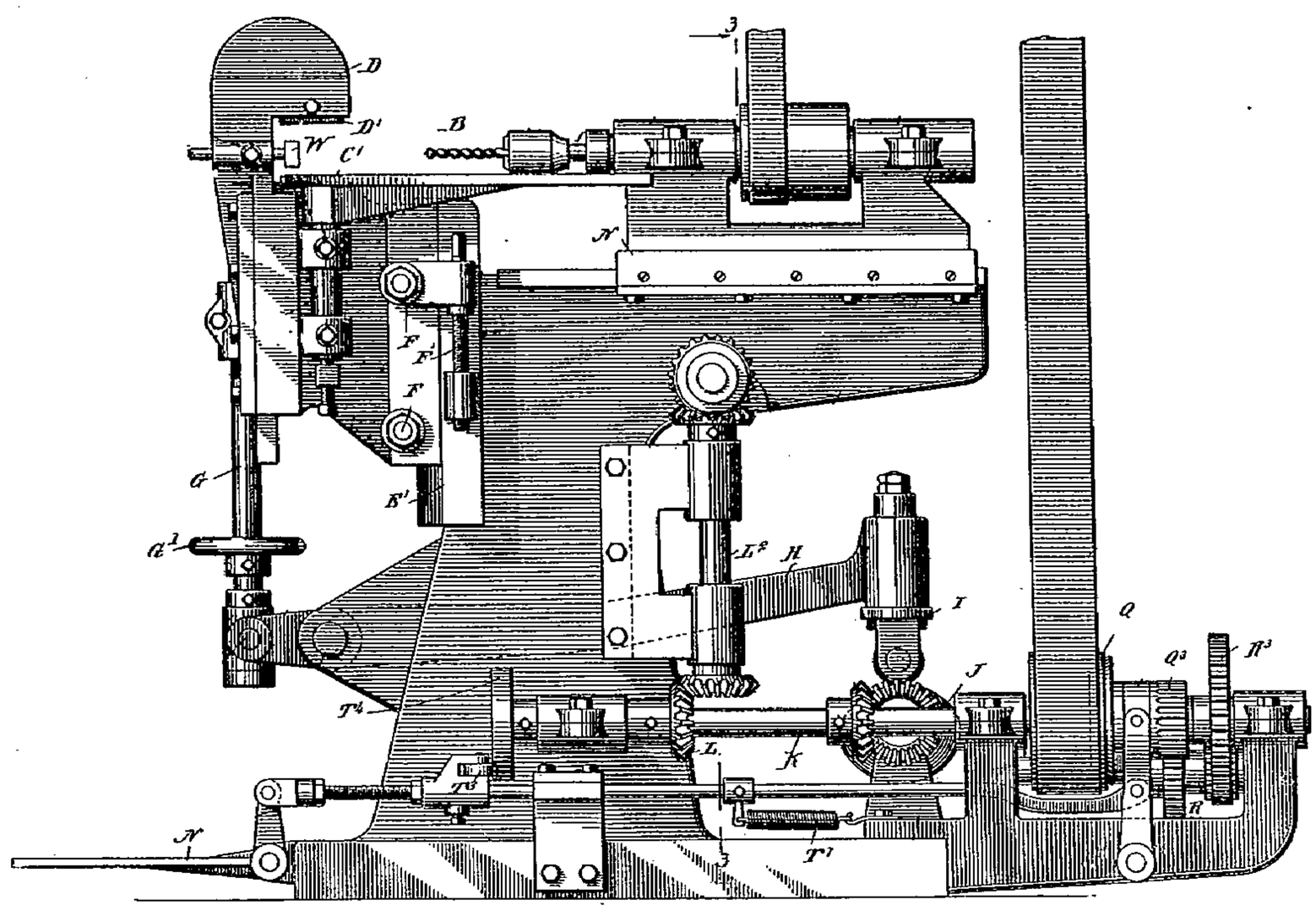


Fig. 12. — Machine *Ensign* à comprimer et percer les jantes. Vue par bout.

fourche O^7 de l'arbre E, auquel elle imprime un mouvement de va-et-vient. L'arbre J

commande, par la courroie Q (fig. 2) à tendeur élastique Q^2, la poupée A, qu'elle entraîne, et sur laquelle elle glisse quand cette poupée est calée. La tête A^4 de A est montée sur l'arbre creux A^5 (fig. 4) qui la relie à la tête A^9, et les mors A′ reçoivent, de E, un mouvement de rotation par leurs pignons P.

Le verrouillage périodique de A se fait (fig. 1 et 5) par la prise dans les encoches de A^9 (fig. 5) du cliquet S, commandé par la came S^4 de l'arbre S^6, que l'arbre E entraîne par le train de pignons T (fig. 1); ce cliquet S est assez large pour rester en prise avec

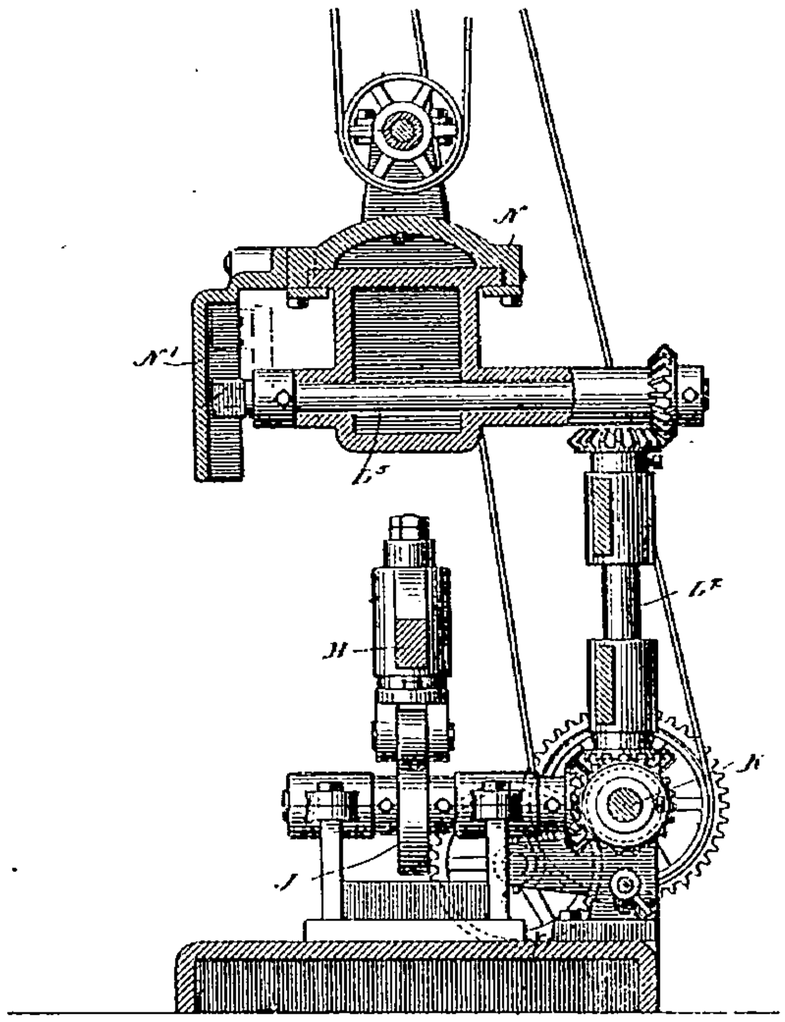


Fig. 13.
Coupe 3-3 (fig. 12).

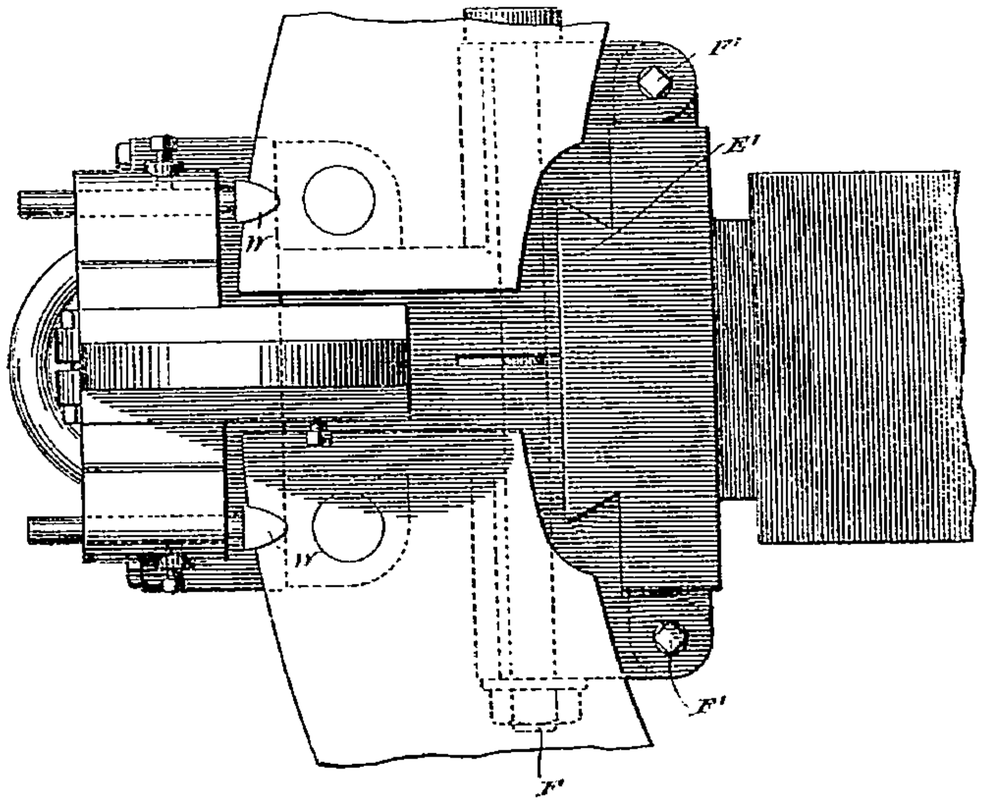


Fig. 16. — Machine *Ensign* à comprimer et percer les jantes.
Plan du compresseur.

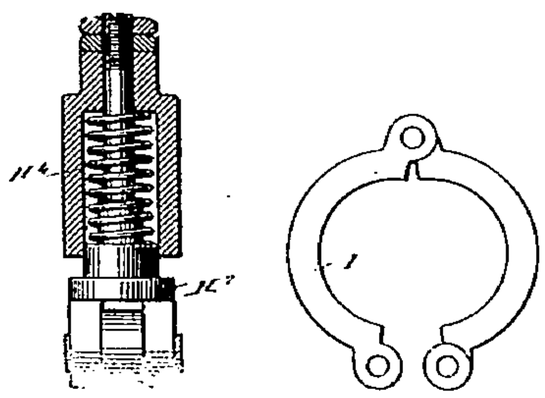


Fig. 14 et 15.

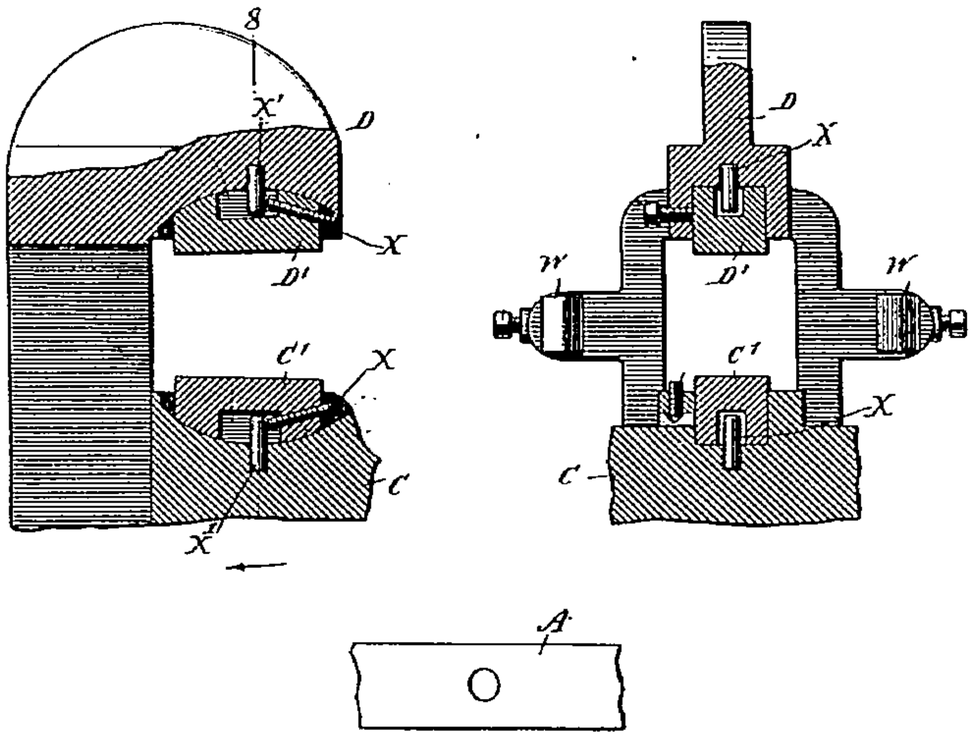


Fig. 17, 18 et 19. — Coupes 7-7 (fig. 16) et 8-8 (fig. 17) et détail.

ses encoches pendant toute la durée du mouvement longitudinal de A, et il peut se déplacer longitudinalement, ainsi que la came S^4, rainurée sur S^5, de manière à s'adapter aux différentes longueurs des rais.

Le fonctionnement de cette machine est le suivant : Avec l'arbre N^9 (fig. 3) en prise avec N^5, chaque rais tourne deux fois autour de son axe et va et vient deux fois devant la courroie sablée C, puis le train T (fig. 1) fait faire un tour à l'arbre S^6 de manière à déclencher le cliquet S et à permettre à la courroie Q de faire faire à la poupée A le tiers de tour nécessaire pour présenter à C un nouveau rais. En même temps que le rais se

déplace devant C longitudinalement, le gabarit F l'en rapproche en fonction de son profil et, pendant ce finissage, l'ouvrier place un nouveau rais dans A et retire celui qui vient d'être fini.

La seconde machine, également due à M. Ensign, est destinée à *comprimer et percer* les jantes ; elle est représentée en perspective par la fig. 10. La jante y est supportée sur un plateau qui peut s'ajuster rapidement aux dimensions de la roue; les segments de jante y sont percés de trous allongés de manière qu'ils ne se fendent pas quand on les force sur les rais ; la division des trous se fait automatiquement d'après le nombre des rais, et, en même temps que le trou se perce, une fraise en fait l'amorce à l'intérieur de la jante de manière à y ménager l'appui des rais.

Cette machine est représentée en détail par les fig. 10 à 19.

La jante A, que doit percer le foret B (fig. 11 et 12), est comprimée pendant ce

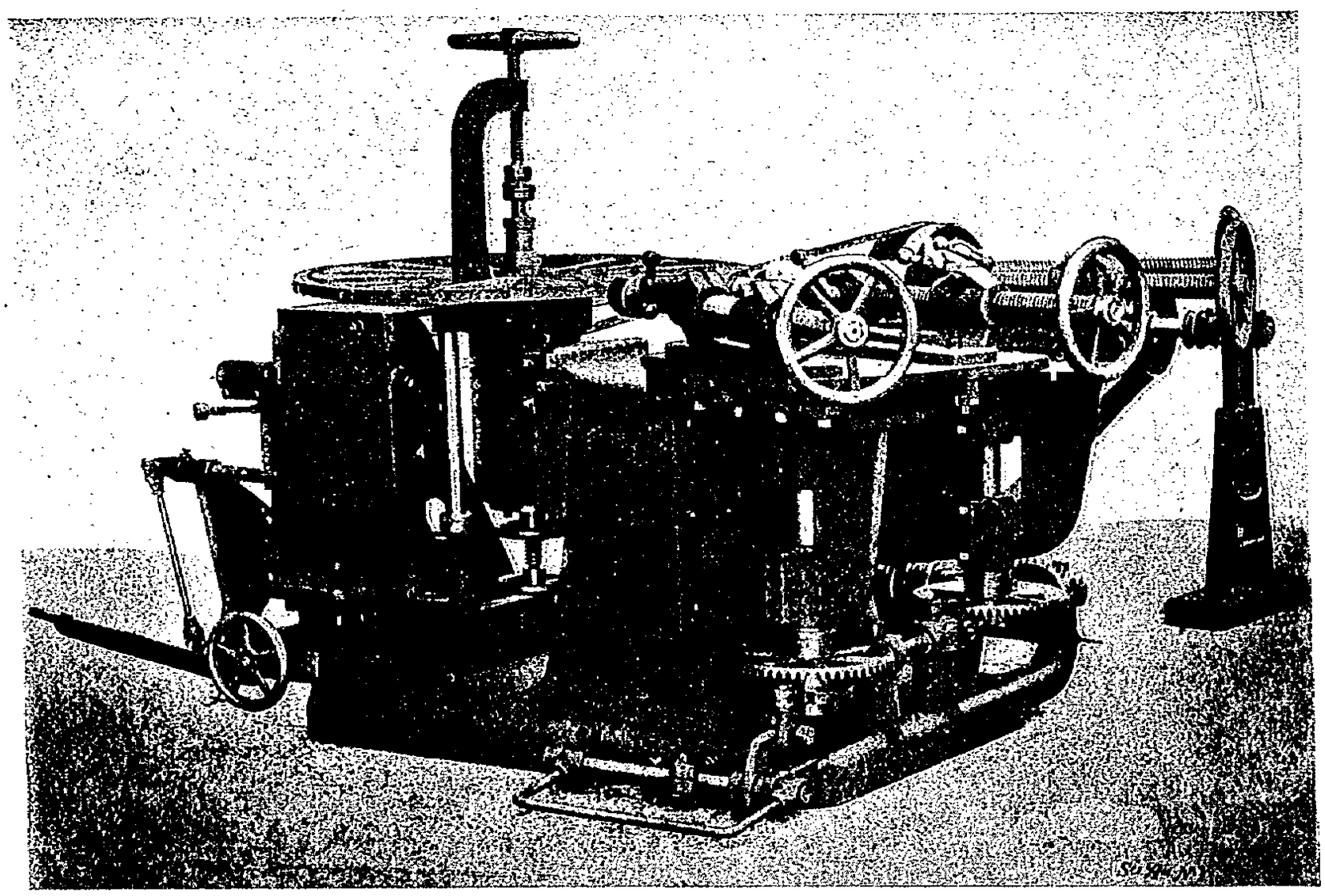


Fig. 19. — Machine *Ensign* pour enfoncer la jante sur les rais [1].

perçage, puis décomprimée après ce perçage, pendant le retrait du foret, de manière que le trou, percé rond par le foret, devienne (fig. 19) ovale par cette décompression. Ce serrage se fait (fig. 8) entre les mâchoires DD′ et C′, dont la seconde C′ est portée par un support C, dont on peut régler la hauteur sur la glisssière E′ par les vis F′F′ et l'y fixer par les serrages FF, suivant l'épaisseur de la jante. La mâchoire D est commandée par la came J (fig. 2) et le renvoi HG, réglable en G′, et le serrage est donné, quand la came soulève H, par la compression du ressort H^4, juste assez pour maintenir la jante pendant le perçage, ou, si l'on veut, comme nous l'avons vu précédemment, d'une façon desmodromique, par l'interposition du collier I (fig. 15) entre H^7 et l'extrémité de A. La came J est commandée de l'arbre KL, par le train K′, et ce même arbre commande par $L^2L^5L^6$ le va-et-vient du chariot N, porteur du foret B, que fait tourner une poulie assez large pour couvrir ce va-et-vient. L'arbre K est commandé par une poulie Q, à embrayage de friction qui, lorsqu'il

1. *Scientific american supplement*. 3 octobre 1903.

est serré, fait que Q entraîne C par le train Q^3RR^3 ; c'est ce qui a lieu tant que le galet T^3 reste sur la face du disque T^1 de L ; et, dès que l'encoche de ce disque se présente devant ce galet, le ressort T′ desserre l'embrayage et arrête le mouvement de K.

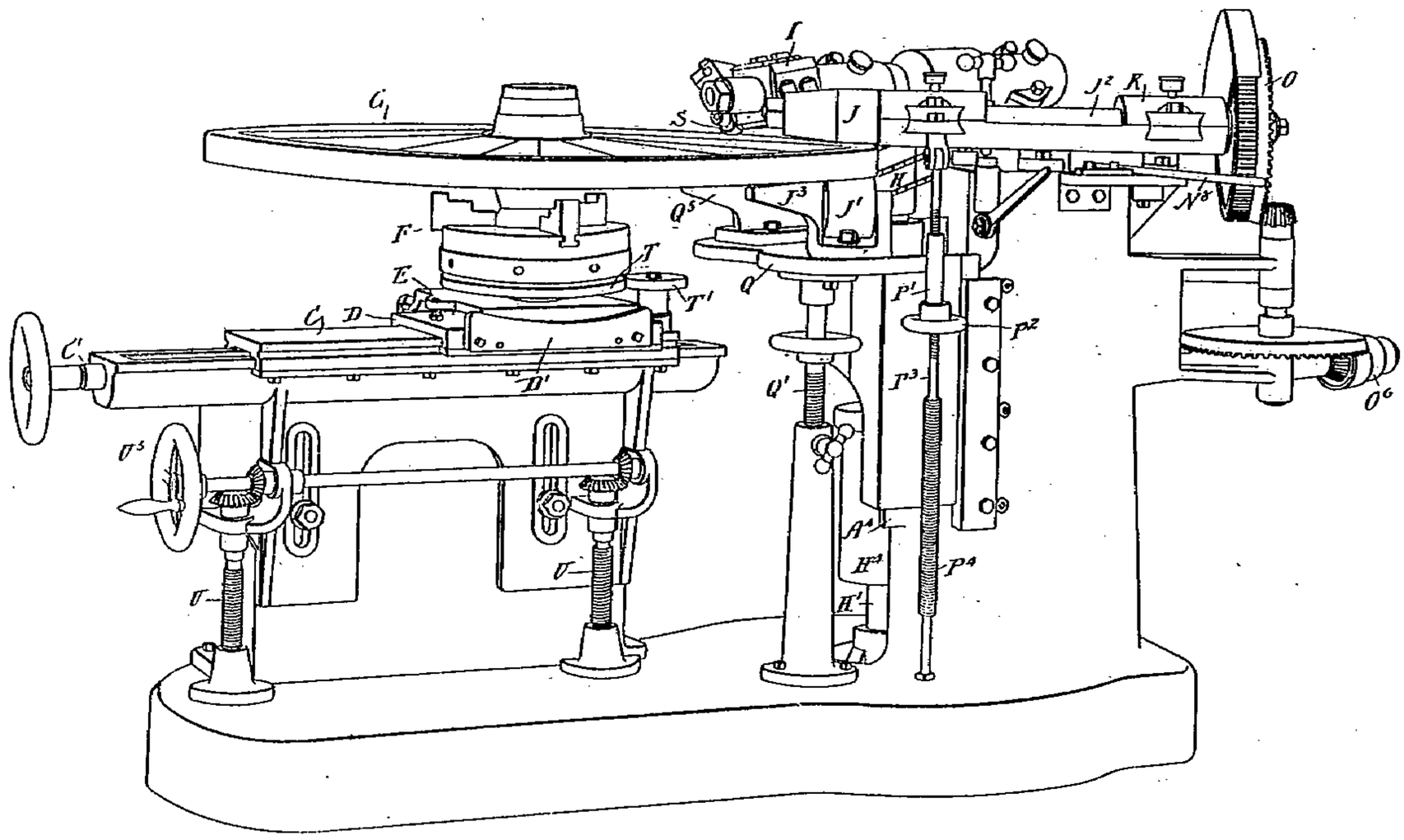


Fig. 20. — Machine *Seymour* pour finir les jantes. Élévation.

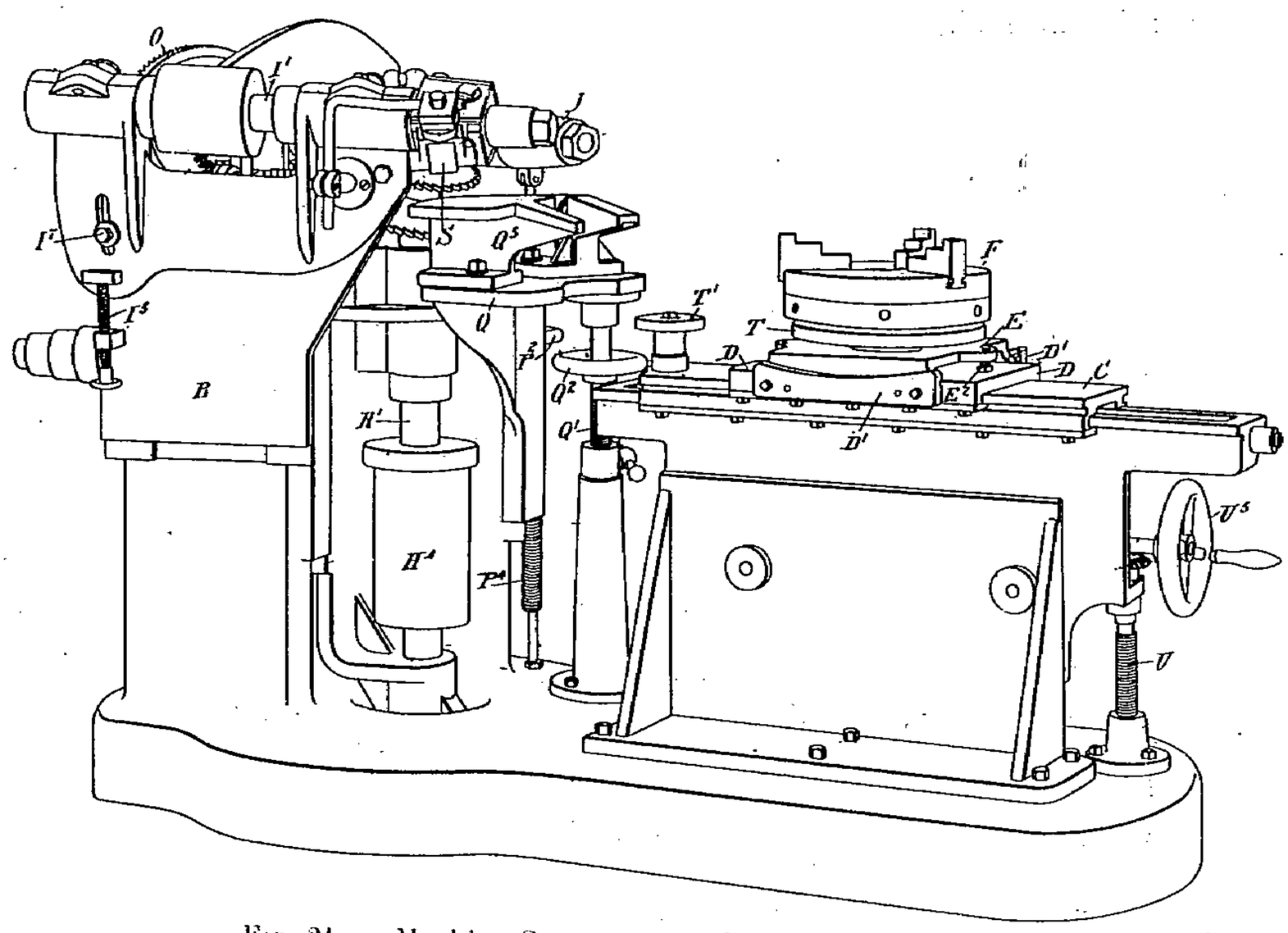


Fig. 21. — Machine *Seymour* pour finir les jantes. Élévation.

Les mâchoires C′ et D′ peuvent (fig. 17 et 18) s'ajuster par les vis X et les butées X′ de manière à s'adapter aux jantes coniques.

Le fonctionnement de la machine est le suivant : Les mâchoires étant desserrées et

le galet T^3 dans une encoche de T^4, avec l'arbre K immobile et la jante centrée par les butées WW, on presse la pédale U de manière à embrayer Q et à mettre la machine en

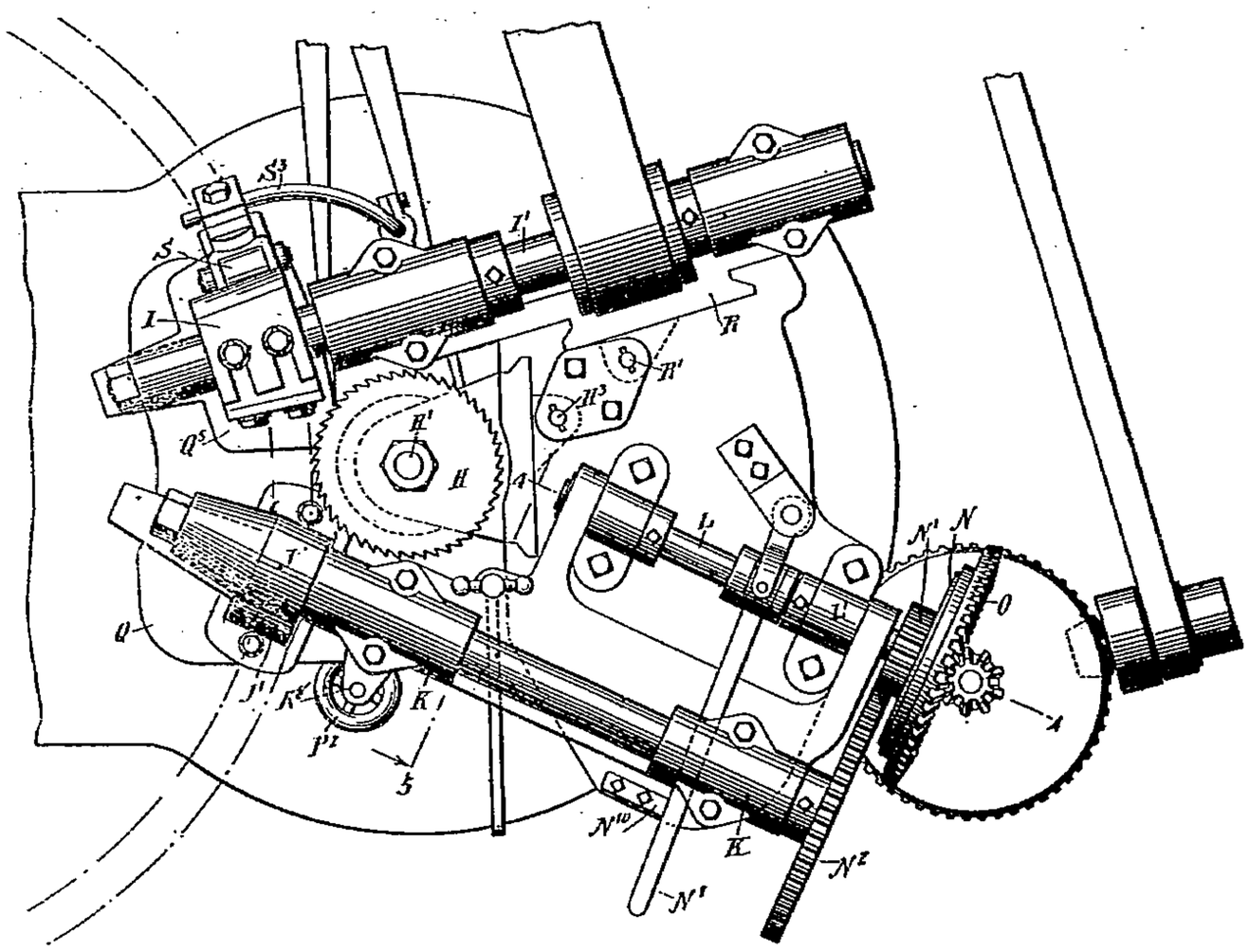


Fig. 22. — Machine *Seymour*. Coupe 3-3 (fig. 21).

mouvement; les mâchoires DC serrent la jante, le foret la perce, puis se retire; les

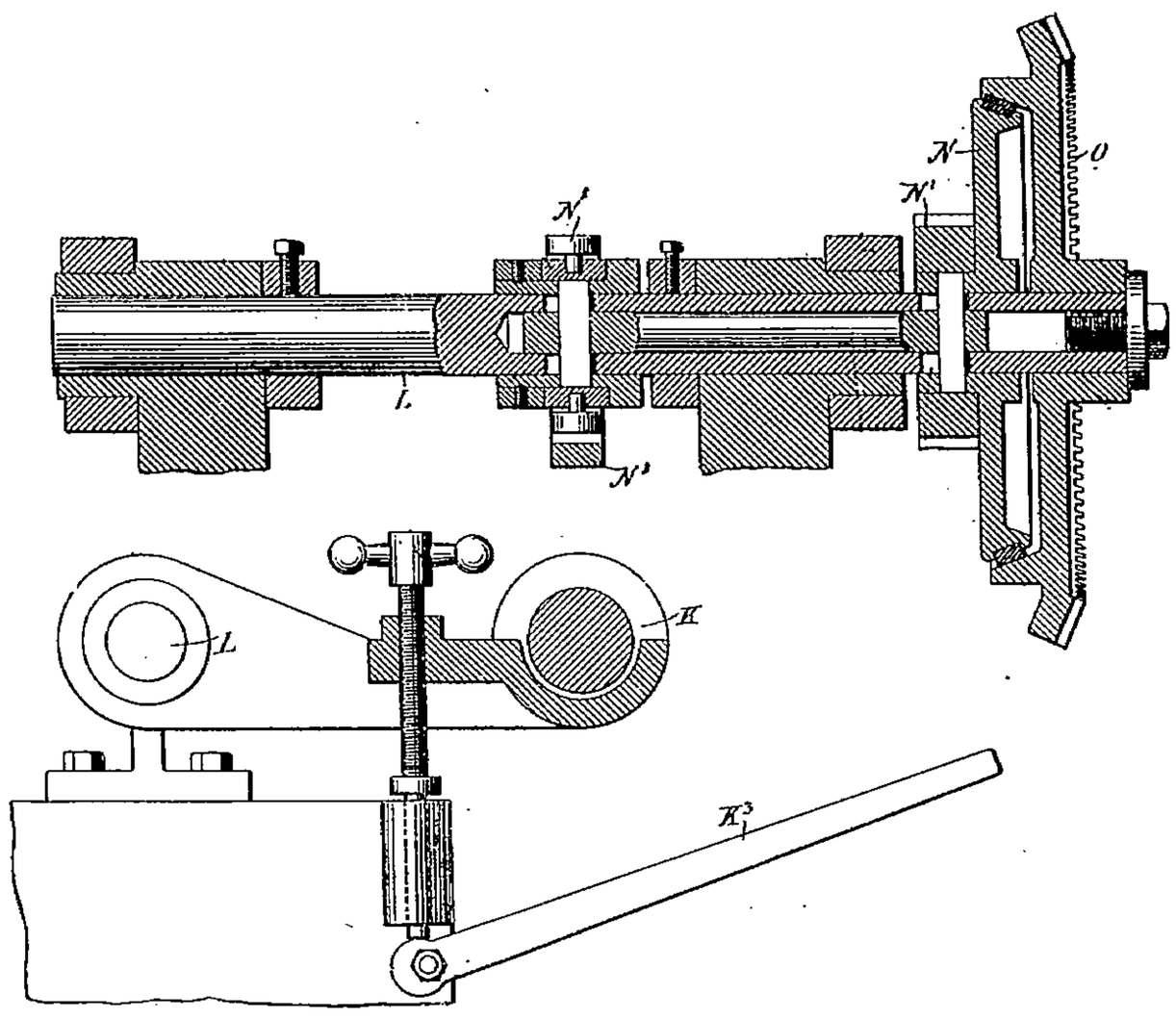


Fig. 23 et 24. — Machine *Seymour*. Détail.

mâchoires se desserrent et la machine s'arrête de nouveau, après un tour de K, par la reprise de T^3 dans l'encoche de TT^4.

La machine d'Ensign représentée par la fig. 19 a pour objet d'enfoncer la jante sur les rais par quatre poussoirs radiaux, l'enfoncement progressant d'un poussoir à l'autre ; sous la roue, se trouve une scie qui coupe les bavures de la jante ; les pressions exercées par les plongeurs sont réglées et uniformes, de sorte qu'ils ne risquent pas de fendre la jante ni de la déformer.

La machine représentée par les figures, due à M. Seymour, a pour objet le *finissage de la jante* montée sur ses rais.

La roue en travail est montée sur un plateau F (fig. 20) sur glissière C, présentant la jante aux scies H et aux toupies I (fig. 21). La rotation ou l'avance de la jante est commandée par un avanceur J (fig. 20) avec contre-galet J', que la poulie O^6 actionne par le train $ON'N^2J^2$, avec embrayage de friction N (fig. 23) commandé par le levier N^8 de manière que cet embrayage soit défait quand ce levier s'appuie sur son taquet N^{10}. Si l'on veut dégager temporairement l'avanceur J de sa jante, il suffit d'abaisser le levier K^3 (fig. 24) de manière à soulever K, autour de L, du dessus de la jante. La pression de l'avanceur J sur la jante est donnée par la tension du ressort P^1, tirant en K^8 sur J, et réglable par le volant P^2, faisant écrou ou en P' sur P et P^3. La hauteur du galet J' se règle par la vis Q' de sa table Q, qui porte un appui Q^5, au droit de la toupie I.

L'arbre I' de la toupie I est porté, sur la glissière R (fig. 21) de hauteur réglable par

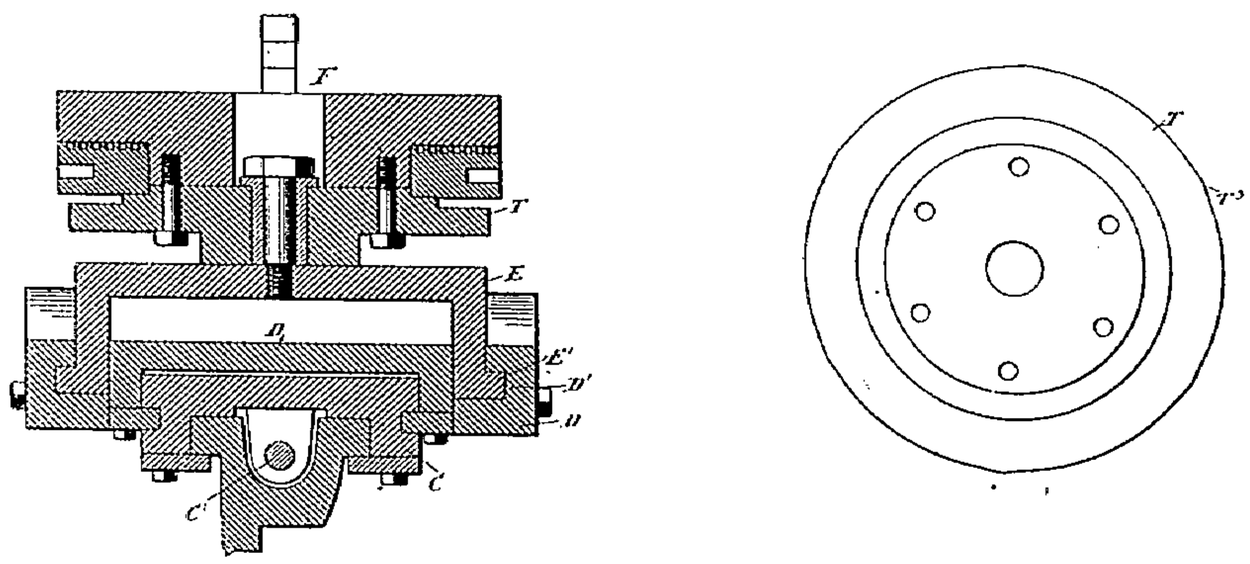


Fig. 25 et 26. — Machine *Seymour*. Détail.

vis R', au moyen d'un berceau I^3, pivoté autour de I^4, d'une inclinaison réglable par la vis I^5, et fixée par le serrage I^7. Un galet S (fig. 22), ajustable sur une barre S^3, appuie la jante au côté de I.

L'arbre H' (fig. 21) des scies H, commandé par la poulie H^4, est monté sur une glissière H^2, de hauteur réglable par la vis H^3. Ces scies font le chanfrein de la jante dont l'étendue est réglée par la came T du plateau F, appuyée sur le galet T' et pourvue d'encoches T^3 (fig. 26) correspondant aux joints de la jante, et, pour permettre d'incliner la jante, le support E (fig. 20 et 25) du plateau est monté sur des glissières courbes D', qui permettent d'en régler l'inclinaison par les vis E^2. La vis C' du chariot C règle la distance du plateau à J par la vis du chariot C; la hauteur de C se règle par la manette U^5, qui commande les deux verrins conjugués UU.

NOTE SUR LES ENGRENAGES CONIQUES PAR M. *E. DUBOSC*

Pour la construction des engrenages coniques, la détermination exacte du demi-angle au sommet des cônes primitifs a une grande importance. Or, la mesure graphique, sur le dessin, au moyen des goniomètres dont disposent ordinairement les dessinateurs, ne peut donner que les demi-degrés et, par appréciation, les quarts de degré, tandis que les

graduations à vernier qui se trouvent sur quelques machines modernes à tailler les engrenages coniques permettraient d'orienter la pièce sous l'angle voulu à une minute ou à deux minutes près. Il convient donc de recourir à la détermination analytique de cet angle.

Si, étant donné (fig. 1) un couple de roues, θ est l'angle de leurs axes et Z et Z' le nombre de leurs dents, les demi-angles au sommet des deux cônes primitifs φ et φ' seront déduits des formules :

$$\operatorname{tang}\varphi = \frac{Z \sin\theta}{Z' + Z\cos\theta} \qquad \operatorname{tang}\varphi' = \frac{Z' \sin\theta}{Z + Z'\cos\theta}, \qquad (1)$$

en faisant attention au signe de $\cos\theta$, lorsque θ est obtus.

Si l'angle des axes est de 90°, ce qui est le cas plus fréquent, ces formules se réduisent à :

$$\operatorname{tang}\varphi = \frac{Z}{Z'}, \qquad \operatorname{tang}\varphi' = \frac{Z'}{Z} = \operatorname{cotang}\varphi.$$

Il sera donc facile, pour tous les cas, de trouver les valeurs exactes de φ et de φ' étant donné le nombre des dents des roues en prise.

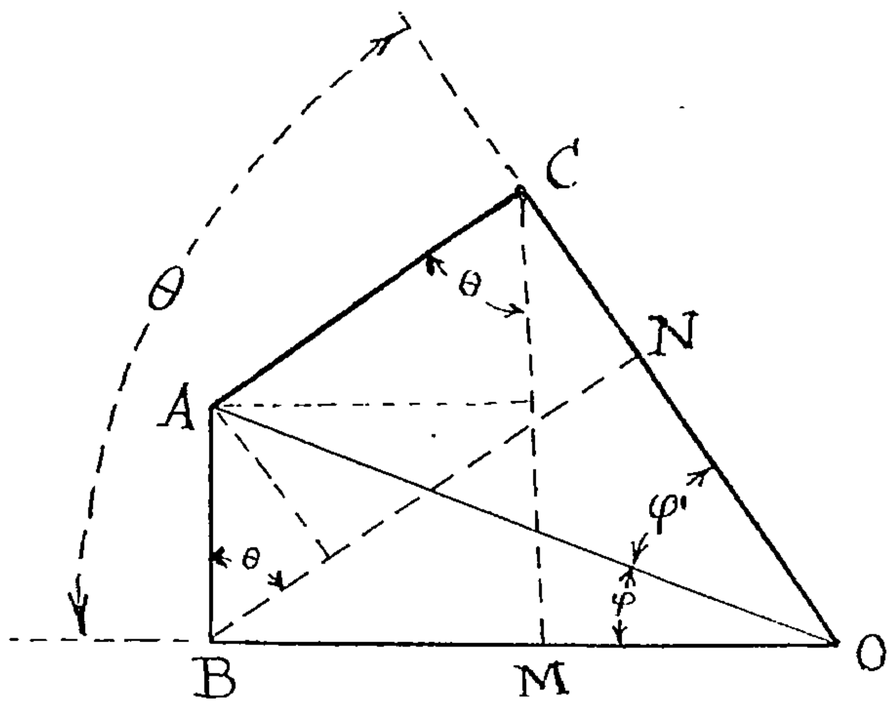


Fig. 1.

En effet ; étant $\widehat{BOA} = \varphi$, $\widehat{COA} = \varphi$, $\widehat{BOC} = \theta$, $\overline{BA} = r$, $CA = r'$, on a :

$$\overline{OB} = \overline{BM} + \overline{MO} = r' \sin\theta + \overline{OC}\cos\theta$$

$$\overline{OC} = \overline{CN} + \overline{NO} = r \sin\theta + \overline{OB}\cos\theta$$

d'où, en éliminant $\overline{OC}$:

$$\overline{OB} = \frac{r' + r\cos\theta}{\sin\theta}$$

$$\text{et } \operatorname{tg}\varphi = \frac{\overline{AB}}{\overline{OB}} = \frac{r' + r\cos\theta}{r\sin\theta}$$

où l'on peut remplacer r et r' par Z et Z' puisque $\frac{r}{Z} = \frac{Y'}{Z'} = \frac{1}{2}$ module.

Pour épargner aux constructeurs d'engrenages ce calcul, si simple qu'il soit, j'ai dressé la table suivante, se rapportant aux *engrenages coniques pour axes à angle droit* ($\theta = 90°$). C'est tout simplement une table des tangentes et cotangentes.

Pour s'en servir, il suffira de calculer le rapport entre le nombre de dents de la roue et celui du pignon et de chercher dans la table le nombre qui se rapproche le plus de ce rapport ; en tête de la colonne et de la ligne qui se croisent sur ce nombre, on trouvera : 1° en haut et à gauche, les degrés et les minutes du demi-angle au sommet du cône primitif de la roue ; 2° en bas et à droite, les degrés et les minutes du demi-angle au sommet du cône primitif du pignon (angle complémentaire du précédent).

La table s'étend jusqu'au rapport $\frac{Z}{Z'} = 10$.

ENGRENAGES CONIQUES POUR AXES A ANGLE DROIT

Table pour la détermination des demi-angles au sommet des cônes primitifs, étant donné le rapport entre les nombres de dents des deux éléments du couple : $\frac{Z\ (\text{roue})}{Z'\ (\text{pignon})}$.

Roue	45°	46°	47°	48°	49°	50°	51°	52°	53°	54°	
0′	1,0000	1,0355	1,0724	1,1106	1,1504	1,1918	1,2349	1,2799	1,3270	1,3764	60′
1′	1,0006	1,0361	1,0730	1,1113	1,1510	1,1925	1,2356	1,2807	1,3278	1,3772	59′
2′	1,0012	1,0367	1,0736	1,1119	1,1517	1,1932	1,2364	1,2815	1,3287	1,3781	58′
3′	1,0017	1,0373	1,0742	1,1126	1,1524	1,1939	1,2371	1,2822	1,3295	1,3789	57′
4′	1,0023	1,0379	1,0749	1,1132	1,1531	1,1946	1,2378	1,2830	1,3303	1,3798	56′
5′	1,0029	1,0385	1,0755	1,1139	1,1538	1,1953	1,2386	1,2838	1,3311	1,3806	55′
6′	1,0035	1,0392	1,0761	1,1145	1,1544	1,1960	1,2393	1,2846	1,3319	1,3814	54′
7′	1,0041	1,0398	1,0768	1,1152	1,1551	1,1967	1,2401	1,2853	1,3327	1,3823	53′
8′	1,0047	1,0404	1,0774	1,1158	1,1558	1,1974	1,2408	1,2861	1,3335	1,3831	52′
9′	1,0052	1,0410	1,0780	1,1165	1,1565	1,1981	1,2415	1,2869	1,3343	1,3840	51′
10′	1,0058	1,0416	1,0786	1,1171	1,1571	1,1988	1,2423	1,2876	1,3351	1,3848	50′
11′	1,0064	1,0422	1,0793	1,1178	1,1578	1,1995	1,2430	1,2884	1,3359	1,3857	49′
12′	1,0070	1,0428	1,0799	1,1184	1,1585	1,2002	1,2437	1,2892	1,3367	1,3865	48′
13′	1,0076	1,0434	1,0805	1,1191	1,1592	1,2009	1,2445	1,2900	1,3375	1,3874	47′
14′	1,0082	1,0440	1,0812	1,1197	1,1599	1,2017	1,2452	1,2907	1,3383	1,3882	46′
15′	1,0088	1,0446	1,0818	1,1204	1,1606	1,2024	1,2460	1,2915	1,3392	1,3891	45′
16′	1,0094	1,0452	1,0824	1,1211	1,1612	1,2031	1,2467	1,2923	1,3400	1,3899	44′
17′	1,0099	1,0458	1,0831	1,1217	1,1619	1,2038	1,2475	1,2931	1,3408	1,3908	43′
18′	1,0105	1,0464	1,0837	1,1224	1,1626	1,2045	1,2482	1,2938	1,3416	1,3916	42′
19′	1,0111	1,0470	1,0843	1,1230	1,1633	1,2052	1,2489	1,2946	1,3424	1,3925	41′
20′	1,0117	1,0477	1,0850	1,1237	1,1640	1,2059	1,2497	1,2954	1,3432	1,3934	40′
21′	1,0123	1,0483	1,0856	1,1243	1,1647	1,2066	1,2504	1,2962	1,3440	1,3942	39′
22′	1,0129	1,0489	1,0862	1,1550	1,1653	1,2074	1,2512	1,2970	1,3449	1,3951	38′
23′	1,0135	1,0495	1,0869	1,1257	1,1660	1,2081	1,2519	1,2977	1,3457	1,3959	37′
24	1,0141	1,0501	1,0875	1,1263	1,1667	1,2088	1,2527	1,2985	1,3465	1,3968	36′
25′	1,0147	1,0507	1,0881	1,1270	1,1674	1,2095	1,2534	1,2993	1,3473	1,3976	35′
26′	1,0152	1,0513	1,0888	1,1276	1,1681	1,2102	1,2542	1,3001	1,3481	1,3985	34′
27′	1,0158	1,0519	1,0894	1,1283	1,1688	1,2110	1,2549	1,3009	1,3490	1,3994	33′
28′	1,0164	1,0526	1,0900	1,1290	1,1695	1,2117	1,2557	1,3016	1,3498	1,4002	32′
29′	1,0170	1,0532	1,0907	1,1296	1,1702	1,2124	1,2564	1,3024	1,3506	1,4011	31′
30′	1,0176	1,0538	1,0913	1,1303	1,1708	1,2131	1,2572	1,3032	1,3514	1,4019	30′
31′	1,0182	1,0544	1,0919	1,1310	1,1715	1,2138	1,2579	1,3040	1,3522	1,4028	29′
32′	1,0188	1,0550	1,0926	1,1316	1,1722	1,2145	1,2587	1,3048	1,3531	1,4037	28′
33′	1,0194	1,0556	1,0932	1,1323	1,1729	1,2153	1,2594	1,3056	1,3539	1,4045	27′
34′	1,0200	1,0562	1,0939	1,1329	1,1736	1,2160	1,2602	1,3064	1,3547	1,4054	26′
35′	1,0206	1,0569	1,0945	1,1336	1,1743	1,2167	1,2609	1,3072	1,3555	1,4063	25′
36′	1,0212	1,0575	1,0951	1,1343	1,1750	1,2174	1,2617	1,3079	1,3564	1,4071	24′
37′	1,0218	1,0581	1,0958	1,1349	1,1757	1,2181	1,2624	1,3087	1,3572	1,4080	23′
38′	1,0224	1,0587	1,0964	1,1356	1,1764	1,2189	1,2632	1,3095	1,3580	1,4089	22′
39′	1,0230	1,0593	1,0971	1,1363	1,1771	1,2196	1,2640	1,3103	1,3588	1,4097	21′
40′	1,0235	1,0599	1,0977	1,1369	1,1778	1,2203	1,2647	1,3111	1,3597	1,4106	20′
41′	1,0241	1,0606	1,0983	1,1376	1,1785	1,2210	1,2655	1,3119	1,3605	1,4115	19′
42′	1,0247	1,0612	1,0990	1,1383	1,1792	1,2218	1,2662	1,3127	1,3613	1,4124	18′
43′	1,0253	1,0618	1,0996	1,1389	1,1799	1,2225	1,2670	1,3135	1,3622	1,4132	17′
44′	1,0259	1,0624	1,1002	1,1396	1,1806	1,2232	1,2677	1,3143	1,3630	1,4141	16′
45′	1,0265	1,0630	1,1009	1,1403	1,1812	1,2239	1,2685	1,3151	1,3638	1,4 50	15′
46′	1,0271	1,0637	1,1016	1,1410	1,1819	1,2247	1,2693	1,3159	1,3647	1,4158	14′
47′	1,0277	1,0643	1,1022	1,1416	1,1826	1,2254	1,2700	1,3167	1,3655	1,4167	13′
48′	1,0283	1,0649	1,1028	1,1423	1,1833	1,2261	1,2708	1,3175	1,3663	1,4176	12′
49′	1,0289	1,0655	1,1035	1,1430	1,1840	1,2268	1,2715	1,3182	1,3672	1,4185	11′
50′	1,0295	1,0661	1,1041	1,1436	1,1847	1,2276	1,2723	1,3190	1,3680	1,4193	10′
51′	1,0301	1,0668	1,1048	1,1443	1,1854	1,2283	1,2731	1,3198	1,3688	1,4202	9′
52′	1,0307	1,0674	1,1054	1,1450	1,1861	1,2290	1,2738	1,3206	1,3697	1,4211	8′
53′	1,0313	1,0680	1,1061	1,1456	1,1868	1,2298	1,2746	1,3214	1,3705	1,4220	7′
54′	1,0319	1,0686	1,1067	1,1463	1,1875	1,2305	1,2753	1,3222	1,3713	1,4229	6′
55′	1,0325	1,0692	1,1074	1,1470	1,1882	1,2313	1,2761	1,3230	1,3722	1,4237	5′
56′	1,0331	1,0699	1,1080	1,1477	1,1889	1,2320	1,2769	1,3238	1,3730	1,4246	4′
57′	1,0337	1,0705	1,1087	1,1483	1,1896	1,2327	1,2776	1,3246	1,3739	1,4255	3′
58′	1,0343	1,0711	1,1093	1,1490	1,1903	1,2334	1,2784	1,3254	1,3747	1,4264	2′
59	1,0349	1,0717	1,1100	1,1497	1,1910	1,2342	1,2792	1,3262	1,3755	1,4273	1′
60′	1,0355	1,0724	1,1106	1,1504	1,1918	1,2349	1,2799	1,3270	1,3764	1,4281	0′
	44°	43°	42°	41°	40°	39°	38°	37°	36°	35°	Pignon

ENGRENAGES CONIQUES POUR AXES A ANGLE DROIT

Table pour la détermination des demi-angles au sommet des cônes primitifs, étant donné le rapport entre les nombres de dents des deux éléments du couple : $\frac{Z \text{ (roue)}}{Z' \text{ (pignon)}}$.

Roue	55°	56°	57°	58°	59°	60°	61°	62°	63°	64°	
0′	1,4281	1,4826	1,5399	1,6003	1,6643	1,7321	1,8040	1,8807	1,9626	2,0503	60′
1′	1,4290	1,4835	1,5408	1,6014	1,6654	1,7332	1,8053	1,8820	1,9640	2,0518	59′
2′	1,4299	1,4844	1,5418	1,6024	1,6665	1,7344	1,8065	1,8834	1,9654	2,0533	58′
3′	1,4308	1,4854	1,5428	1,6034	1,6676	1,7355	1,8078	1,8847	1,9669	2,0549	57′
4′	1,4317	1,4863	1,5438	1,6045	1,6687	1,7367	1,8090	1,8860	1,9683	2,0564	56′
5′	1,4326	1,4872	1,5448	1,6055	1,6698	1,7379	1,8103	1,8873	1,9697	2,0579	55′
6′	1,4335	1,4882	1,5458	1,6066	1,6709	1,7391	1,8115	1,8887	1,9711	2,0594	54′
7′	1,4344	1,4891	1,5468	1,6076	1,6720	1,7402	1,8127	1,8900	1,9725	2,0609	53′
8′	1,4352	1,4900	1,5477	1,6087	1,6731	1,7414	1,8140	1,8913	1,9740	2,0625	52′
9′	1,4361	1,4910	1,5487	1,6097	1,6742	1,7426	1,8152	1,8927	1,9754	2,0640	51′
10′	1,4370	1,4919	1,5497	1,6107	1,6753	1,7437	1,8165	1,8940	1,9768	2,0655	50′
11′	1,4379	1,4928	1,5507	1,6118	1,6764	1,7449	1,8177	1,8953	1,9782	2,0671	49′
12′	1,4388	1,4938	1,5517	1,6128	1,6775	1,7461	1,8190	1,8967	1,9797	2,0686	48′
13′	1,4397	1,4947	1,5527	1,6139	1,6786	1,7473	1,8202	1,8980	1,9811	2,0701	47′
14′	1,4406	1,4957	1,5537	1,6149	1,6797	1,7485	1,8215	1,8993	1,9825	2,0717	46′
15′	1,4415	1,4966	1,5547	1,6160	1,6808	1,7496	1,8228	1,9007	1,9840	2,0732	45′
16′	1,4424	1,4975	1,5557	1,6170	1,6820	1,7508	1,8240	1,9020	1,9854	2,0748	44′
17′	1,4433	1,4985	1,5567	1,6181	1,6831	1,7520	1,8253	1,9034	1,9868	2,0763	43′
18′	1,4442	1,4994	1,5577	1,6191	1,6842	1,7532	1,8265	1,9047	1,9883	2,0778	42′
19′	1,4451	1,5004	1,5587	1,6202	1,6853	1,7544	1,8278	1,9061	1,9897	2,0794	41′
20′	1,4460	1,5013	1,5597	1,6212	1,6864	1,7556	1,8291	1,9074	1,9912	2,0809	40′
21′	1,4469	1,5023	1,5607	1,6223	1,6875	1,7567	1,8303	1,9088	1,9926	2,0825	39′
22′	1,4478	1,5032	1,5617	1,6234	1,6887	1,7579	1,8316	1,9101	1,9941	2,0840	38′
23′	1,4487	1,5042	1,5627	1,6244	1,6898	1,7591	1,8329	1,9115	1,9955	2,0856	37′
24′	1,4496	1,5051	1,5637	1,6255	1,6909	1,7603	1,8341	1,9128	1,9970	2,0872	36′
25′	1,4505	1,5061	1,5647	1,6265	1,6920	1,7615	1,8354	1,9142	1,9984	2,0887	35′
26′	1,4514	1,5070	1,5657	1,6276	1,6932	1,7627	1,8367	1,9155	1,9999	2,0903	34′
27′	1,4523	1,5080	1,5667	1,6287	1,6943	1,7639	1,8379	1,9169	2,0013	2,0918	33′
28′	1,4532	1,5089	1,5677	1,6297	1,6954	1,7651	1,8392	1,9183	2,0028	2,0934	32′
29′	1,4541	1,5099	1,5687	1,6308	1,6965	1,7663	1,8405	1,9196	2,0042	2,0950	31′
30′	1,4550	1,5108	1,5697	1,6319	1,6977	1,7675	1,8418	1,9210	2,0057	2,0965	30′
31′	1,4559	1,5118	1,5707	1,6329	1,6988	1,7687	1,8430	1,9223	2,0072	2,0981	29′
32′	1,4568	1,5127	1,5717	1,6340	1,6999	1,7699	1,8443	1,9237	2,0086	2,0997	28′
33′	1,4577	1,5137	1,5727	1,6351	1,7011	1,7711	1,8456	1,9251	2,0101	2,1013	27′
34′	1,4586	1,5147	1,5737	1,6361	1,7022	1,7723	1,8469	1,9265	2,0115	2,1028	26′
35′	1,4596	1,5156	1,5747	1,6372	1,7033	1,7735	1,8482	1,6278	2,0130	2,1044	25′
36′	1,4605	1,5166	1,5757	1,6383	1,7045	1,7747	1,8495	1,9292	2,0145	2,1060	24′
37′	1,4614	1,5175	1,5768	1,6393	1,7056	1,7759	1,8507	1,9306	2,0160	2,1076	23′
38′	1,4623	1,5185	1,5778	1,6404	1,7067	1,7771	1,8520	1,9319	2,0174	2,1092	22′
39′	1,4632	1,5195	1,5788	1,6415	1,7079	1,7783	1,8533	1,9333	2,0189	2,1107	21′
40′	1,4641	1,5204	1,5798	1,6426	1,7090	1,7796	1,8546	1,9347	2,0204	2,1123	20′
41′	1,4650	1,5214	1,5808	1,6436	1,7102	1,7808	1,8559	1,9361	2,0219	2,1139	19′
42′	1,4659	1,5224	1,5818	1,6447	1,7113	1,7820	1,8572	1,9375	2,0233	2,1155	18′
43′	1,4669	1,5233	1,5829	1,6458	1,7124	1,7832	1,8585	1,9388	2,0248	2,1171	17′
44′	1,4678	1,5243	1,5839	1,6469	1,7136	1,7844	1,8598	1,9402	2,0263	2,1187	16′
45′	1,4687	1,5253	1,5849	1,6479	1,7147	1,7856	1,8611	1,9416	2,0278	2,1203	15′
46′	1,4696	1,5262	1,5859	1,6490	1,7159	1,7868	1,8624	1,9430	2,0293	2,1219	14′
47′	1,4705	1,5272	1,5869	1,6501	1,7170	1,7881	1,8637	1,9444	2,0308	2,1235	13′
48′	1,4715	1,5282	1,5880	1,6512	1,7182	1,7893	1,8650	1,9458	2,0323	2,1251	12′
49′	1,4724	1,5291	1,5890	1,6523	1,7193	1,7905	1,8663	1,9472	2,0338	2,1267	11′
50′	1,4733	1,5301	1,5900	1,6534	1,7205	1,7917	1,8676	1,9486	2,0353	2,1283	10′
51′	1,4742	1,5311	1,5911	1,6545	1,7216	1,7930	1,8689	1,9500	2,0368	2,1299	9′
52′	1,4751	1,5320	1,5921	1,6555	1,7228	1,7942	1,8702	1,9514	2,0383	2,1315	8′
53′	1,4761	1,5330	1,5931	1,6566	1,7239	1,7954	1,8715	1,9528	2,0398	2,1332	7′
54′	1,4770	1,5340	1,5941	1,6577	1,7251	1,7966	1,8728	1,9542	2,0413	2,1348	6′
55′	1,4779	1,5350	1,5952	1,6588	1,7262	1,7979	1,8741	1,9556	2,0428	2,1364	5′
56′	1,4788	1,5359	1,5962	1,6599	1,7274	1,7991	1,8755	1,9570	2,0443	2,1380	4′
57′	1,4798	1,5369	1,5972	1,6610	1,7286	1,8003	1,8768	1,9584	2,0458	2,1396	3′
58′	1,4807	1,5379	1,5983	1,6621	1,7297	1,8016	1,8781	1,9598	2,0473	2,1413	2′
59′	1,4816	1,5389	1,5993	1,6632	1,7309	1,8028	1,8794	1,9612	2,0488	2,1429	1′
60′	1,4826	1,5399	1,6003	1,6643	1,7321	1,8040	1,8807	1,9626	2,0503	2,1445	0′
	34°	33°	32°	31°	30°	29°	28°	27°	26°	25°	Pignon

ENGRENAGES CONIQUES POUR AXES A ANGLE DROIT

Table pour la détermination des demi-angles au sommet des cônes primitifs, étant donné le rapport entre les nombres de dents des deux éléments du couple : $\frac{Z \text{ (roue)}}{Z' \text{ (pignon)}}$.

Roue	65°	66°	67°	68°	69°	70°	71°	72°	73°	74°	
0′	2,1445	2,2460	2,3559	2,4751	2,6051	2,7475	2,9042	3,0777	3,2709	3,4874	60′
1′	2,1461	2,2478	2,3578	2,4772	2,6074	2,7500	2,9070	3,0807	3,2743	3,4912	59′
2′	2,1478	2,2496	2,3597	2,4792	2,6096	2,7525	2,9097	3,0838	3,2777	3,4951	58′
3′	2,1494	2,2513	2,3615	2,4813	2,6119	2,7550	2,9125	3,0868	3,2811	3,4989	57′
4′	2,1510	2,2531	2,3635	2,4834	2,6142	2,7575	2,9152	3,0899	3,2845	3,5028	56′
5′	2,1527	2,2549	2,3654	2,4855	2,6165	2,7600	2,9180	3,0930	3,2879	3,5067	55′
6′	2,1543	2,2566	2,3673	2,4876	2,6187	2,7625	2,9208	3,0961	3,2914	3,5105	54′
7′	2,1560	2,2584	2,3693	2,4897	2,6210	2,7650	2,9235	3,0991	3,2948	3,5144	53′
8′	2,1576	2,2602	2,3712	2,4918	2,6233	2,7675	2,9263	3,1022	3,2983	3,5183	52′
9′	2,1592	2,2620	2,3731	2,4939	2,6256	2,7700	2,9291	3,1053	3,3017	3,5222	51
10′	2,1609	2,2637	2,3750	2,4960	2,6279	2,7725	2,9319	3,1084	3,3052	3,5261	50′
11′	2,1625	2,2655	2,3770	2,4981	2,6302	2,7751	2,9347	3,1115	3,3087	3,5300	49′
12′	2,1642	2,2673	2,3789	2,5002	2,6325	2,7776	2,9375	3,1146	3,3122	3,5339	48′
13′	2,1659	2,2691	2,3808	2,5023	2,6348	2,7801	2,9403	3,1178	3,3156	3,5379	47′
14′	2,1675	2,2709	2,3828	2,5044	2,6371	2,7827	2,9431	3,1209	3,3191	3,5418	46′
15′	2,1692	2,2727	2,3847	2,5065	2,6395	2,7852	2,9459	3,1240	3,3226	3,5457	45′
16′	2,1708	2,2745	2,3867	2,5086	2,6418	2,7878	2,9487	3,1271	3,3261	3,5497	44′
17′	2,1725	2,2763	2,3886	2,5108	2,6441	2,7903	2,9515	3,1303	3,3297	3,5536	43′
18′	2,1742	2,2781	2,3906	2,5129	2,6464	2,7929	2,9544	3,1334	3,3332	3,5576	42′
19′	2,1758	2,2799	2,3925	2,5150	2,6488	2,7955	2,9572	3,1366	3,3367	3,5616	41′
20′	2,1775	2,2817	2,3945	2,5172	2,6511	2,7980	2,9600	3,1397	3,3402	3,5656	40′
21′	2,1792	2,2835	2,3964	2,5193	2,6534	2,8006	2,9629	3,1429	3,3438	3,5696	39′
22′	2,1808	2,2853	2,3984	2,5214	2,6558	2,8032	2,9657	3,1460	3,3473	3,5736	38′
23′	2,1825	2,2871	2,4004	2,5236	2,6581	2,8057	2,9686	3,1492	3,3509	3,5776	37′
24′	2,1842	2,2889	2,4023	2,5257	2,6605	2,8083	2,9714	3,1524	3,3544	3,2816	36′
25′	2,1859	2,2907	2,4043	2,5279	2,6628	2,8109	2,9743	3,1556	3,3580	3,5856	35′
26′	2,1876	2,2925	2,4063	2,5300	2,6652	2,8135	2,9772	3,1588	3,3616	3,5897	34′
27′	2,1892	2,2944	2,4083	2,5322	2,6675	2,8161	2,9800	3,1620	3,3652	3,5937	33′
28′	2,1909	2,2962	2,4102	2,5343	2,6699	2,8187	2,9829	3,1652	3,3687	3,5978	32′
29′	2,1926	2,2980	2,4122	2,2365	2,6723	2,8213	2,9858	3,1684	3,3723	3,6018	31′
30′	2,1943	2,2998	2,4142	2,5386	2,6746	2,8239	2,9887	3,1716	3,3759	3,6059	30′
31′	2,1960	2,3017	2,4162	2,5408	2,6770	2,8265	2,9916	3,1748	3,3796	3,6100	29′
32′	2,1977	2,3035	2,4182	2,5430	2,6794	2,8291	2,9945	3,1780	3,3832	3,6140	28′
33′	2,1994	2,3053	2,4202	2,5452	2,6818	2,8318	2,9974	3,1813	3,3868	3,6181	27′
34′	2,2011	2,3072	2,4222	2,5473	2,6841	2,8344	3,0003	3,1845	3,3904	3,6222	26′
35′	2,2028	2,3090	2,2242	2,5495	2,6865	2,8370	3,0032	3,1878	3,3941	3,6264	25′
36′	2,2045	2,3109	2,4262	2,5517	2,6889	2,8397	3,0061	3,1910	3,3977	3,6305	24′
37′	2,2062	2,3127	2,4282	2,5539	2,6913	2,8423	3,0090	3,1943	3,4014	3,6346	23′
38′	2,2079	2,3146	2,4302	2,5561	2,6937	2,8449	3,0120	3,1975	3,4050	3,6387	22′
39′	2,2096	2,3164	2,4322	2,5583	2,6961	2,8476	3,0149	3,2008	3,4087	3,6429	21′
40′	2,2113	2,3183	2,4342	2,5605	2,6985	2,8502	3,0178	3,2041	3,4124	3,6470	20′
41′	2,2130	2,3201	2,4362	2,5627	2,7009	2,8529	3,0208	3,2073	3,4160	3,6512	19′
42′	2,2148	2,3220	2,4383	2,5649	2,7034	2,8556	3,0237	3,2106	3,4197	3,6554	18′
43′	2,2165	2,3238	2,4403	2,5671	2,7058	2,8582	3,0267	3,2139	3,4234	3,6596	17′
44′	2,2182	2,3257	2,4423	2,5693	2,7082	2,8609	3,0296	3,2172	3,4271	3,6638	16′
45′	2,2199	2,3276	2,4443	2,5715	2,7106	2,8636	3,0326	3,2205	3,4308	3,6680	15′
46′	2,2216	2,3294	2,4464	2,5737	2,7130	2,8662	3,0356	3,2238	3,4346	3,6722	14′
47′	2,2234	2,3313	2,4484	2,5759	2,7155	2,8689	3,0385	3,2272	3,4383	3,6764	13′
48′	2,2251	2,3332	2,4504	2,5782	2,7179	2,8716	3,0415	3,2305	3,4420	3,6806	12′
49′	2,2268	2,3351	2,4525	2,5804	2,7204	2,8743	3,0445	3,2338	3,4458	3,6848	11′
50′	2,2286	2,3369	2,4545	2,5826	2,7228	2,8770	3,0475	3,2371	3,4495	3,6891	10′
51′	2,2303	2,3388	2,4566	2,5848	2,7253	2,8797	3,0505	3,2405	3,4533	3,6933	9′
52′	2,2320	2,3407	2,4586	2,5871	2,7277	2,8824	3,0535	3,2438	3,4570	3,6976	8′
53′	2,2338	2,3426	2,4606	2,5893	2,7302	2,8851	3,0565	3,2472	3,4608	3,7019	7′
54′	2,2355	2,3445	2,4627	2,5916	2,7326	2,8878	3,0595	3,2506	3,4646	3,7062	6′
55′	2,2373	2,3464	2,4648	2,5938	2,7351	2,8905	3,0625	3,2539	3,4684	3,7105	5′
56′	2,2390	2,3483	2,4668	2,5961	2,7376	2,8933	3,0655	3,2573	3,4722	3,7148	4
57′	2,2408	2,3501	2,4689	2,5983	2,7400	2,8960	3,0686	3,2607	3,4760	3,7191	3′
58′	2,2425	2,3520	2,4709	2,6006	2,7425	2,8987	3,0716	3,2641	3,4798	3,7234	2′
59′	2,2443	2,3539	2,4730	2,6028	2,7450	2,9015	3,0746	3,2675	3,4836	3,7277	1′
60′	2,2460	2,3559	2,4751	2,6051	2,7475	2,9042	3,0777	3,2709	3,4874	3,7321	0′
	24°	23°	22°	21°	20°	19°	18°	17°	16°	15°	Pignon

ÉNGRENANES CONIQUES POUR AXES A ANGLE DROIT

Table pour la détermination des demi-angles au sommet des cônes primitifs, étant donné le rapport entre les nombres de dents des deux éléments du couple : $\frac{Z\ (\text{roue})}{Z'\ (\text{pignon})}$.

Roue	75°	76°	77°	78°	79°	80°	81°	82°	83°	84°	
0′	3,7321	4,0108	4,3315	4,7046	5,1446	5,6713	6,3138	7,1154	8,1443	9,5144	60′
1′	3,7364	4,0158	4,3372	4,7114	5,1526	5,6809	6,3257	7,1304	8,1640	9,5411	59′
2′	3,7408	4,0207	4,3430	4,7181	5,1696	5,6906	6,3376	7,1455	8,1837	9,5679	58′
3′	3,7451	4,0257	4,3488	4,7249	5,1686	5,7004	6,3496	7,1607	8,2035	9,5949	57′
4′	3,7495	4,0308	4,3546	4,7317	5,1767	5,7101	6,3617	7,1759	8,2234	9,6220	56′
5′	3,7539	4,0358	4,3604	4,7385	5,1848	5,7199	6,3737	7,1912	8,2434	9,6493	55′
6′	3,7583	4,0408	4,3662	4,7453	5,1929	5,7297	6,3859	7,2066	8,2636	9,6768	54′
7′	3,7627	4,0459	4,3721	4,7522	5,2011	5,7396	6,3980	7,2220	8,2838	9,7044	53′
8′	3,7671	4,0509	4,3779	4,7591	5,2092	5,7495	6,4103	7,2375	8,3041	9,7322	52′
9′	3,7715	4,0560	4,3838	4,7659	5,2174	5,7594	6,4225	7,2531	8,3245	9,7601	51′
10′	3,7760	4,0611	4,3897	4,7729	5,2257	5,7694	6,4348	7,2687	8,3450	9,7882	50′
11′	3,7804	4,0662	4,3956	4,7798	5,2339	5,7794	6,4472	7,2844	8,3656	9,8164	49′
12′	3,7848	4,0713	4,4015	4,7867	5,2422	5,7894	6,4596	7,3002	8,3863	9,8448	48′
13′	3,7893	4,0764	4,4075	4,7937	5,2505	5,7994	6,4721	7,3160	8,4071	9,8734	47′
14′	3,7938	4,0815	4,4134	4,8007	5,2588	5,8095	6,4846	7,3319	8,4280	9,9021	46′
15′	3,7983	4,0867	4,4194	4,8077	5,2672	5,8197	6,4971	7,3479	8,4490	9,9310	45′
16′	3,8028	4,0918	4,4253	4,8147	5,2755	5,8298	6,5097	7,3639	8,4701	9,9601	44′
17′	3,8073	4,0970	4,4313	4,8218	5,2839	5,8400	6,5223	7,3800	8,4913	9,9893	43′
18′	3,8118	4,1022	4,4373	4,8288	5,2924	5,8502	6,5350	7,3962	8,5126	10,0187	42′
19′	3,8163	4,1074	4,4434	4,8359	5,3008	5,8605	6,5478	7,4124	8,5340		41′
20′	3,8208	4,1126	4,4494	4,8430	5,3093	5,8708	6,5606	7,4287	8,5555		40′
21′	3,8254	4,1178	4,4555	4,8501	5,3178	5,8811	6,5734	7,4451	8,5772		39′
22′	3,8299	4,1230	4,4615	4,8573	5,3263	5,8915	6,5863	7,4615	8,5989		38′
23′	3,8345	4,1282	4,4676	4,8644	5,3349	5,9019	6,5992	7,4781	8,6208		37′
24′	3,8391	4,1335	4,4737	4,8716	5,3435	5,9124	6,6122	7,4947	8,6427		36′
25′	3,8436	4,1388	4,4799	4,8788	5,3521	5,9228	6,6252	7,5113	8,6648		35′
26′	3,8482	4,1441	4,4860	4,8860	5,3607	5,9333	6,6383	7,5281	8,6870		34′
27′	3,8528	4,1493	4,4922	4,8933	5,3694	5,9439	6,6514	7,5449	8,7093		33′
28′	3,8575	4,1547	4,4983	4,9006	5,3781	5,9545	6,6646	7,5618	8,7317		32′
29′	3,8621	4,1600	4,5045	4,9078	5,3868	5,9651	6,6779	7,5787	8,7542		31′
30′	3,8667	4,1653	4,5107	4,9152	5,3955	5,9758	6,6912	7,5958	8,7769		30′
31′	3,8714	4,1706	4,5169	4,9225	5,4043	5,9865	6,7045	7,6129	8,7996		29′
32′	3,8760	4,1760	4,5232	4,9298	5,4131	5,9972	6,7179	7,6301	8,8225		28′
33′	3,8807	4,1814	4,5294	4,9372	5,4219	6,0080	6,7313	7,6473	8,8455		27′
34′	3,8854	4,1868	4,5357	4,9446	5,4308	6,0188	6,7448	7,6647	8,8686		26′
35′	3,8900	4,1922	4,5420	4,9520	5,4397	6,0296	6,7584	7,6821	8,8919		25′
36′	3,8947	4,1976	4,5483	4,9594	5,4486	6,0405	6,7720	7,6996	8,9152		24′
37′	3,8995	4,2030	4,5546	4,9669	5,4575	6,0514	6,7856	7,7171	8,9387		23′
38′	3,9042	4,2084	4,5609	4,9744	5,4665	6,0624	6,7994	7,7348	8,9623		22′
39′	3,9089	4,2139	4,5673	4,9819	5,4755	6,0734	6,8131	7,7525	8,9860		21′
40′	3,9136	4,2193	4,5736	4,9894	5,4845	6,0844	6,8269	7,7704	9,0098		20′
41′	3,9184	4,2248	4,5800	4,9969	5,4936	6,0955	6,8408	7,7882	9,0338		19′
42′	3,9232	4,2303	4,5864	5,0045	5,5026	6,1066	6,8548	7,8062	9,0579		18′
43′	3,9279	4,2358	4,5928	5,0121	5,5118	6,1178	6,8687	7,8243	9,0821		17′
44′	3,9327	4,2413	4,5993	5,0197	5,5209	6,1290	6,8828	7,8424	9,1065		16′
45′	3,9375	4,2468	4,6057	5,0273	5,5301	6,1402	6,8969	7,8606	9,1309		15′
46′	3,9423	4,2524	4,6122	5,0350	5,5393	6,1515	6,9110	7,8789	9,1555		14′
47′	3,9471	4,2580	4,6187	5,0427	5,5485	6,1628	6,9252	7,8973	9,1803		13′
48′	3,9520	4,2635	4,6252	5,0504	5,5578	6,1742	6,9395	7,9158	9,2052		12′
49′	3,9568	4,2691	4,6317	5,0581	5,5671	6,1856	6,9538	7,9344	9,2302		11′
50′	3,9617	4,2747	4,6382	5,0658	5,5764	6,1970	6,9682	7,9530	9,2553		10′
51′	3,9665	4,2803	4,6448	5,0736	5,5857	6,2085	6,9827	7,9718	9,2806		9′
52′	3,9714	4,2859	4,6514	5,0814	5,5951	6,2200	6,9972	7,9906	9,3060		8′
53′	3,9763	4,2916	4,6580	5,0892	5,6045	6,2316	7,0117	8,0095	9,3315		7′
54′	3,9812	4,2972	4,6646	5,0970	5,6140	6,2432	7,0264	8,0285	9,3572		6′
55′	3,9861	4,3029	4,6712	5,1049	5,6234	6,2549	7,0410	8,0476	9,3831		5′
56′	3,9910	4,3086	4,6779	5,1128	5,6329	6,2666	7,0558	8,0667	9,4090		4′
57′	3,9959	4,3143	4,6845	5,1207	5,6425	6,2783	7,0706	8,0860	9,4352		3′
58′	4,0009	4,3200	4,6912	5,1286	5,6521	6,2901	7,0855	8,1054	9,4614		2′
59′	4,0058	4,3257	4,6979	5,1366	5,6617	6,3019	7,1004	8,1248	9,4878		1′
60′	4,0108	4,3315	4,7046	5,1446	5,6713	6,3138	7,1154	8,1443	9,5144		0′
	14°	13°	12°	11°	10°	9°	8°	7°	6°	5°	Pignon

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

MOTEURS THERMIQUES

MOTEURS A VAPEUR. Condensation centrale au puits de 1.000 mètres de Ronchamps (*Bulletin de l'Industrie minérale, décembre 1903*. Mémoire de M. **Poussigue**). La quantité totale de vapeur à condenser est au maximum de 49.300 kilog. par heure. On a compté pour le calcul des appareils sur un chiffre de 50.000 kilog.

Les appareils nécessaires ont été fournis par la maison A. Koppel de Paris, concessionnaire de la Société *Baleke et Cie*, à Bochum (Westphalie).

La vapeur d'échappement de toutes les machines se rend dans un collecteur général V (fig. 1 et 2) qui la recueille et la conduit dans le dégraisseur D.

En avant de celui-ci, se trouve une vanne de fermeture et deux soupapes de sûreté; ces dernières ont le double but de servir, pendant la fermeture de la vanne, à l'échappement des machines, en supposant qu'on ait omis de mettre celles-ci en communication directe avec le tuyau d'échappement à l'air libre qui leur est spécial. Ces soupapes s'ouvrent encore automatiquement en cas d'un arrêt inopiné de la condensation, et assurent l'échappement de la vapeur à une pression peu supérieure à la pression atmosphérique.

Le dégraisseur de vapeur a pour but de débarrasser la vapeur d'échappement de la totalité de la graisse entraînée et de permettre ainsi l'utilisation de l'eau condensée à l'alimentation des générateurs.

La graisse est enlevée au fur et à mesure par une petite pompe spéciale H.

La vapeur, débarrassée de corps gras et de corps solides, arrive dans le condenseur. Celui-ci possède une surface réfrigérante de 1.380 mètres carrés; il est horizontal et composé de deux corps cylindriques rem-

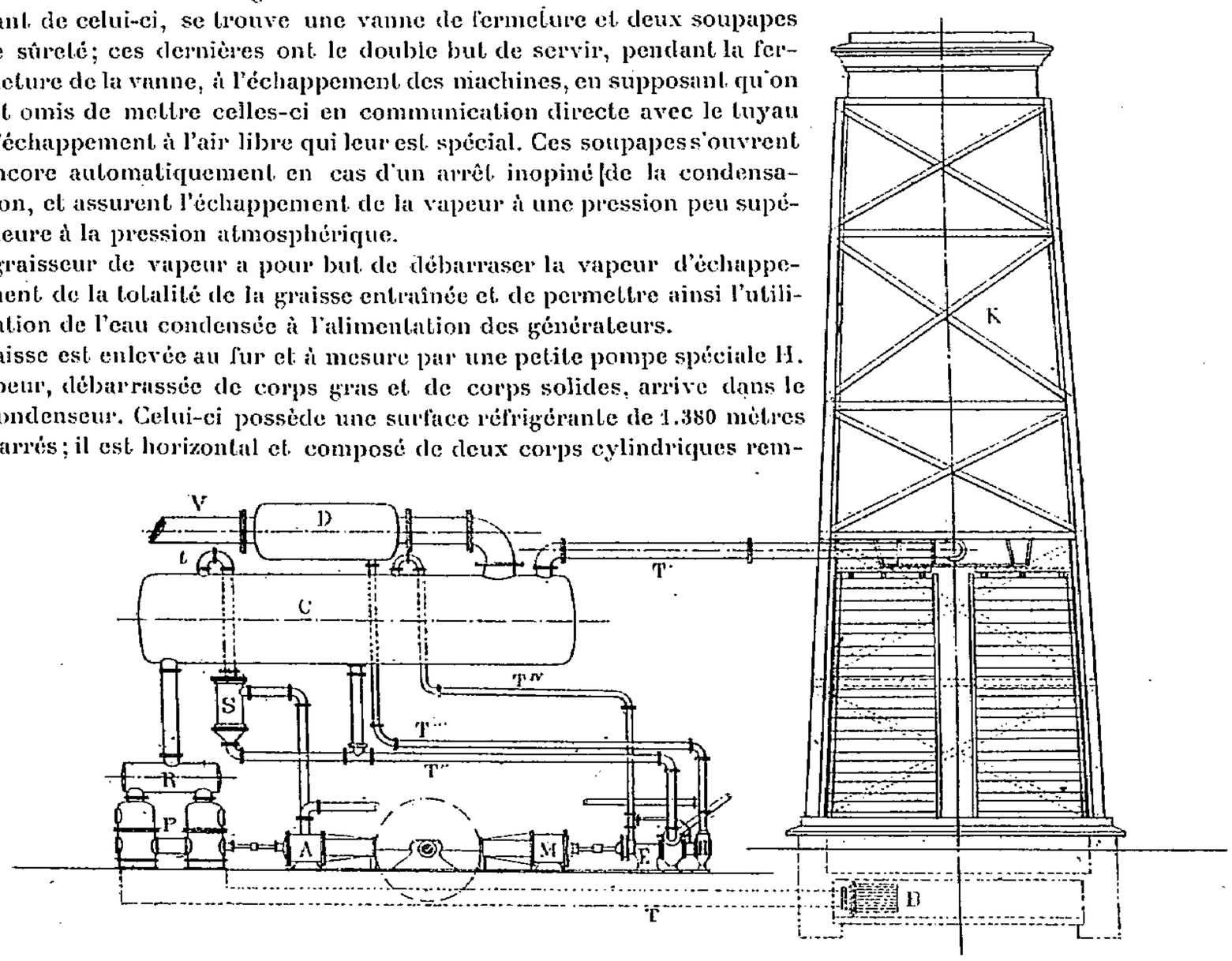


Fig. 1. — Condensation centrale des puits de 1.000 mètres de Ronchamps. Schéma de l'ensemble.

plis de tubes en laiton. La vapeur circule autour des tubes et l'eau de réfrigération à l'intérieur, en suivant une marche inverse de celle de la vapeur.

L'eau de réfrigération sort du condenseur pour aller se refroidir avec une température qui se rapproche de celle de la vapeur à condenser, elle est donc utilisée aussi bien que possible. Après refroidissement, on la recueille dans un bassin et elle peut resservir à nouveau. La circulation de l'eau de réfrigération dans le condenseur est obtenue au moyen de la pompe P, actionnée directement par le moteur M. Cette pompe aspire l'eau dans le bassin B et la refoule après qu'elle s'est échauffée dans les tubes en laiton, dans le réfrigérant K d'où elle tombe en pluie dans le bassin en se refroidissant. Nous décrirons plus loin le réfrigérant.

Cette pompe est munie d'un réservoir d'air R.

L'air des condenseurs, qui sort précisément au point d'arrivée de l'eau froide, a son volume minimum; il est aspiré par une pompe à air spéciale A; après avoir traversé un séparateur d'eau S, cet air est expulsé au dehors.

L'eau condensée, de même que celle fournie par le séparateur S, est aspirée par une pompe E du système « Balcke » et envoyée au bassin d'alimentation des chaudières. Cette pompe reçoit l'eau en charge du condenseur, elle

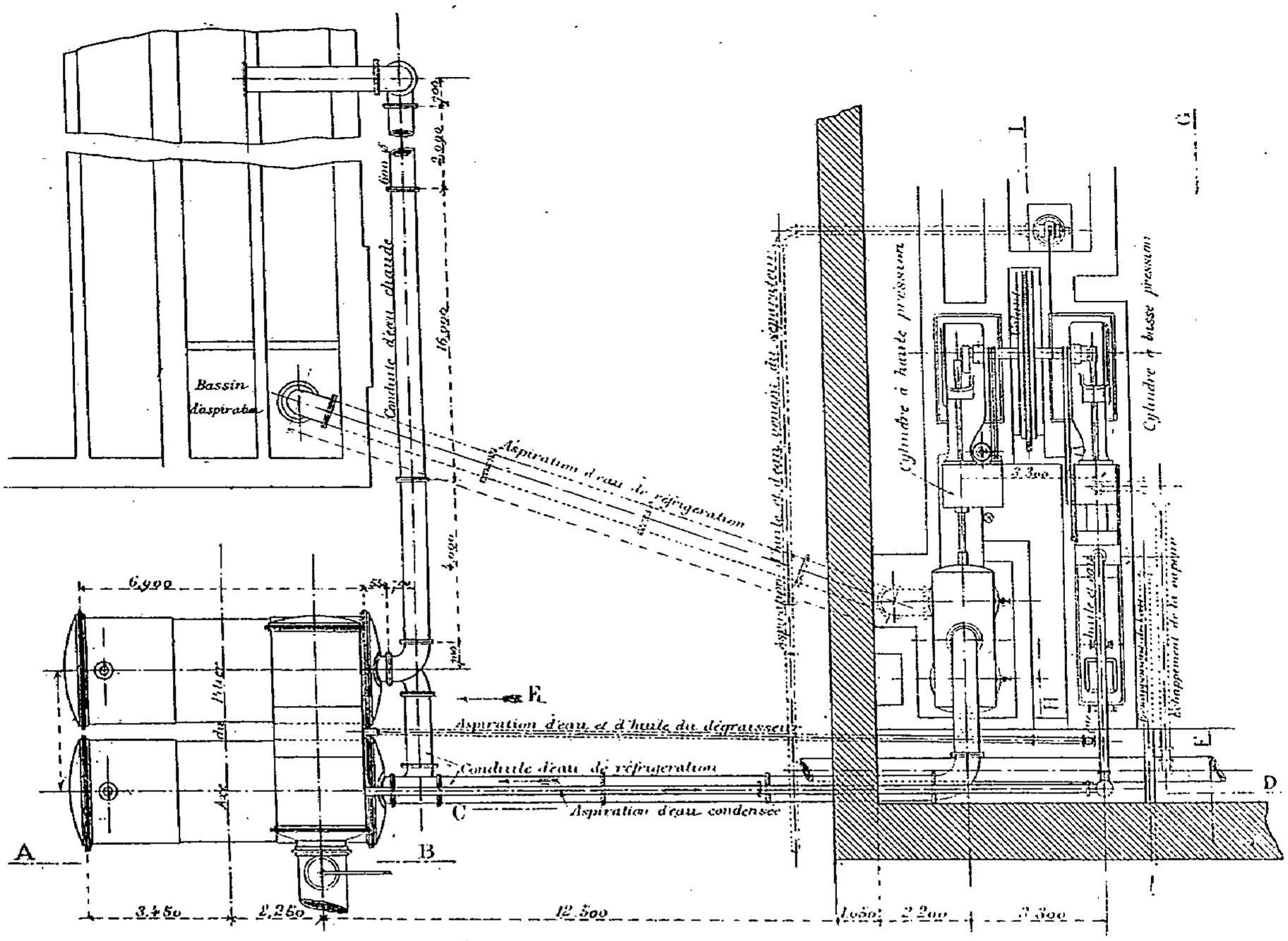


Fig. 2. — Plan de l'ensemble.

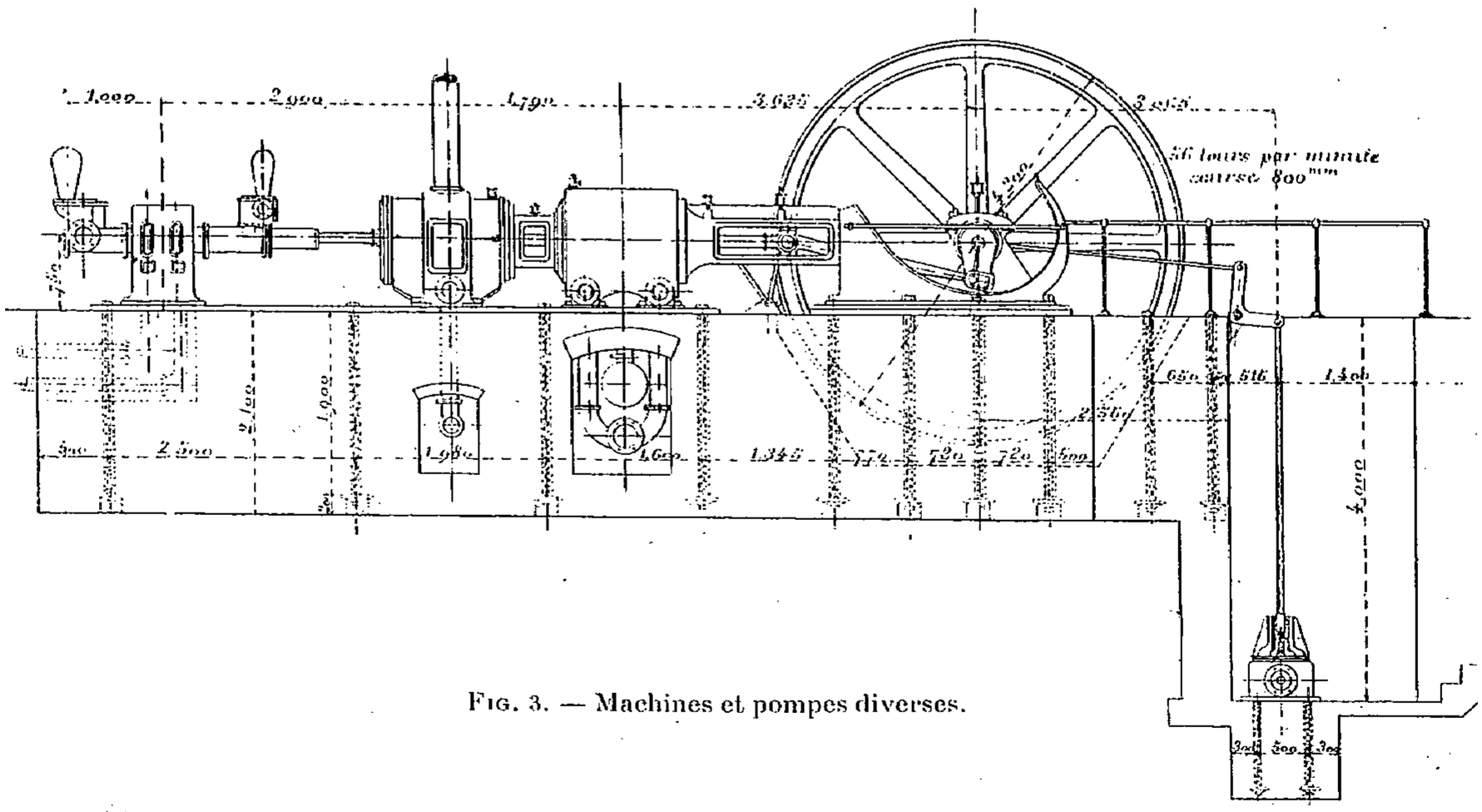


Fig. 3. — Machines et pompes diverses.

est en communication avec le vide de celui-ci par une disposition spéciale. Son fonctionnement est ainsi complètement assuré.

En résumé, les pompes nécessaires au fonctionnement de la condensation sont les suivantes :

Une pompe à eau de circulation à piston de 580 millimètres de diamètre ;

Une pompe à air sec, à tiroir de 700 millimètres de diamètre du cylindre ;

Une pompe à eau condensée de 215 millimètres de diamètre du cylindre ;

Une pompe de mélange d'eau et d'huile de 115 millimètres de diamètre du cylindre.

Enfin la vapeur à condenser arrivant par une canalisation souterraine doit se relever en colonne verticale pour entrer dans le dégraisseur qui est à plusieurs mètres au-dessus du sol. Au pied de cette colonne, on a placé un séparateur d'eau et d'huile.

Une cinquième pompe, mue par le moteur commun, enlève ce mélange.

Ce moteur est une machine compound de 800 millimètres de course et de 56 tours par minute, fournissant une puissance de 115 chevaux indiqués avec une pression de vapeur de 10 kilog. Toutes les pompes sont en communication rigide avec lui et travaillent avec la même course. On a ainsi évité les commandes par courroies ou engrenages.

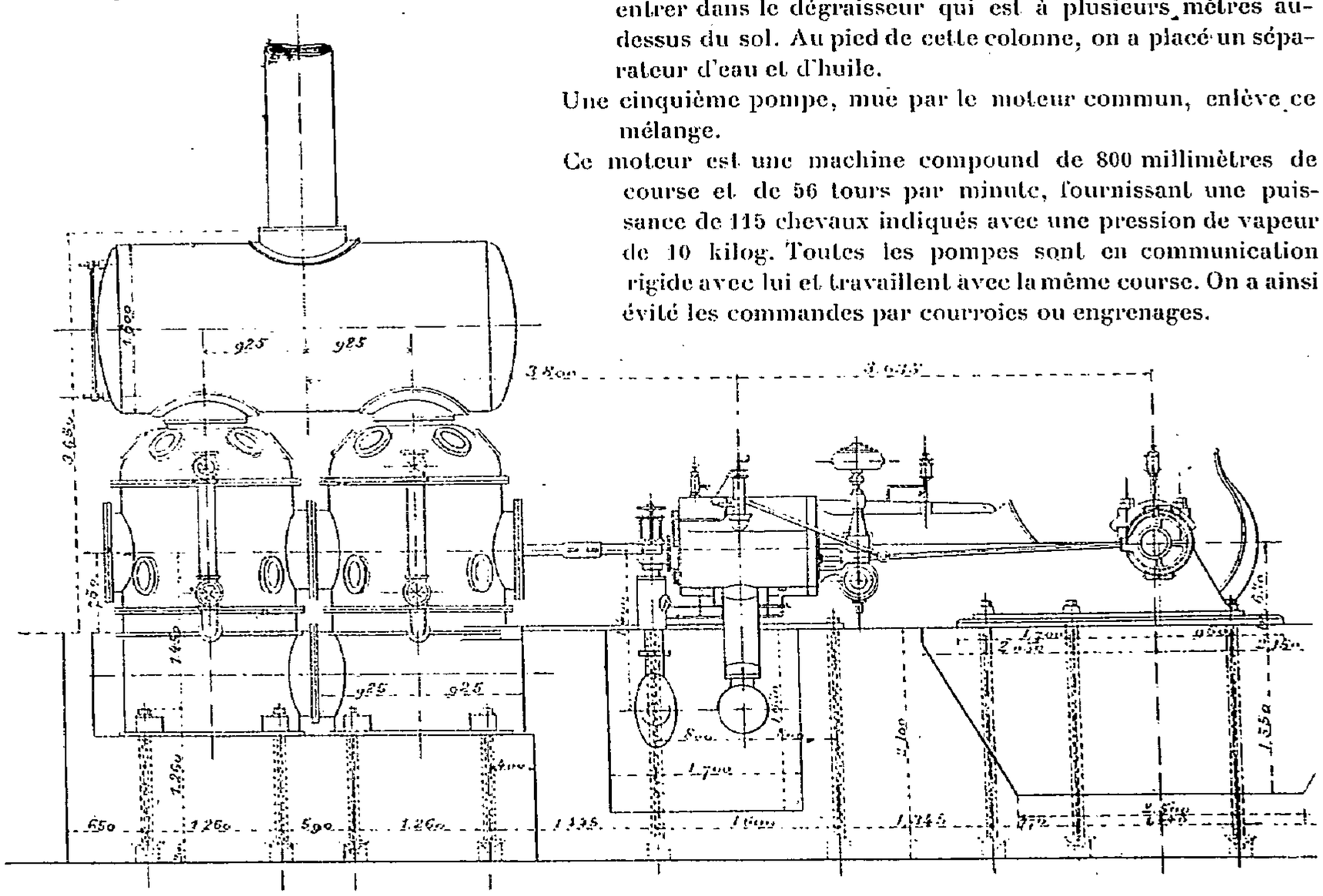


Fig. 4. — Machines et pompes à circulation d'eau.

La disposition d'ensemble de ces appareils et machines est représentée par les fig. 1 à 4.

Le *dégraisseur de vapeur d'échappement* se trouve placé tout de suite après les soupapes de sûreté de la canalisation générale de décharge : il se compose d'un cylindre en tôle rivée de 2 m. 15 de diamètre et de 5 mètres de longueur totale, placé horizontalement au-dessus des condenseurs proprement dits ; l'épaisseur de la tôle est de 18 millimètres.

L'un des fonds du cylindre est plein, l'autre présente une tubulure de 1 m. 20 de diamètre par laquelle arrive la vapeur d'échappement des machines qu'il s'agit de débarrasser des graisses avant son entrée au condenseur (fig. 5). Cette vapeur rencontre d'abord un serpentin dans lequel circule de l'eau froide.

Cette eau s'échauffe à ce contact et sert ensuite à l'alimentation des générateurs, concurremment avec l'eau condensée dont la quantité est insuffisante pour l'alimentation, par suite des pertes.

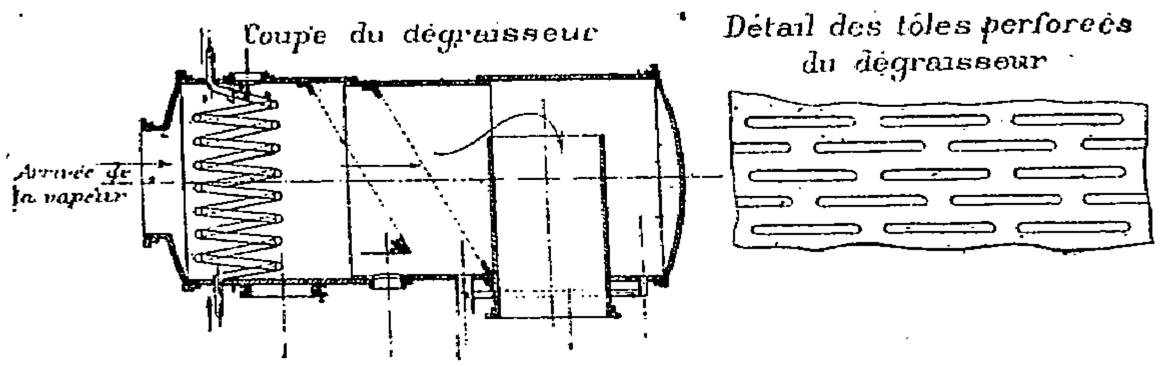


Fig. 5.

Le contact de la vapeur avec ce serpentin froid et le choc produit par la rencontre de cet obstacle ont pour effet de retenir une certaine quantité d'eau et de graisse qui s'écoule dans le bas du cylindre. La vapeur, continuant sa route, rencontre deux tôles perforées inclinées qui jouent le même rôle, puis une tubulure verticale de 1 m. 15 qui occupe tout le diamètre du cylindre et vient à l'extérieur se fixer sur l'entrée du condenseur ; c'est par là que s'effectue la sortie de la vapeur dégraissée. Les tôles inclinées présentent des fentes de 23 millimètres de longueur et 1 mm. 5 de largeur, placées en quinconce et distantes de 5 millimètres les unes des autres.

L'huile condensée, mélangée d'eau, tombe dans le bas du dégraisseur d'où une tuyauterie l'amène à la pompe spéciale dont nous parlerons plus loin.

Le dégraisseur n'a besoin d'aucun entretien ni nettoyage, étant donné que les tôles de séparation sont constamment nettoyées par la petite quantité de vapeur condensée.

Le *condenseur* se compose de deux corps de chaudière (fig. 2) horizontaux de 2 m. 50 de diamètre et de 7 m. 60 de longueur, placés côte à côte et divisés, suivant leur plan horizontal diamétral, en deux parties égales (fig. 6) par une tôle ondulée.

Deux faux-fonds servent à maintenir dans l'intérieur des cylindres des tubes en laiton étamé de 7 mètres de longueur. L'eau de réfrigération arrive de la pompe à eau froide par l'extrémité de l'un des condenseurs dans sa moitié supérieure, parcourt les tubes contenus dans cette partie, descend entre les deux fonds dans la moitié inférieure dont elle traverse les tubes en sens inverse et s'échappe par une tubulure de raccordement dans le deuxième condenseur : elle le parcourt de la même manière en commençant par le bas pour se diriger ensuite, par une canalisation placée au-dessus, au sommet du réfrigérant « Balcke », d'où elle tombe en pluie en se refroidissant dans le réservoir où la pompe à eau froide la reprend pour la ramener dans les condenseurs et recommencer le circuit.

La vapeur suit une marche inverse à celle de l'eau ; elle arrive à côté du point où l'eau chaude sort des condenseurs, elle parcourt l'espace qui entoure les tubes de la moitié supérieure du deuxième condenseur, puis celui de la moitié inférieure, et termine son trajet dans le premier condenseur qui porte une tubulure supérieure le mettant en communication avec la pompe à air et une tubulure inférieure amenant l'eau condensée pure à la pompe qui l'extrait et l'envoie au réservoir d'alimentation des chaudières.

La sortie de l'air a lieu à côté du point où entre l'eau froide, de sorte que ce gaz occupe le minimum de volume, sa température est supérieure de 5° environ à celle de l'eau de réfrigération à son entrée.

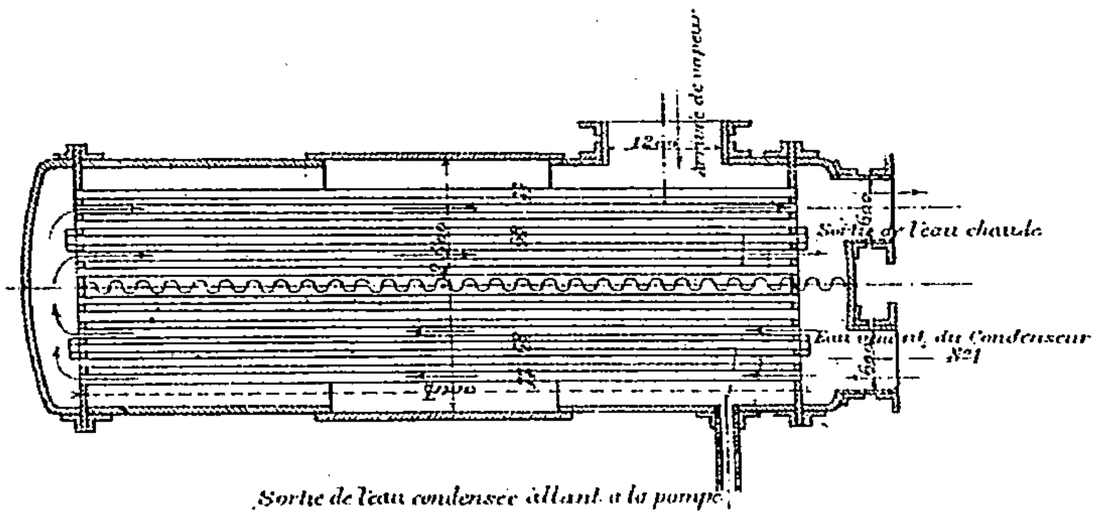


Fig. 6.

On voit que, par cette disposition, l'échange de chaleur se fait d'une façon rationnelle entre la vapeur à condenser et l'eau qui doit la refroidir.

Les particules de celle-ci sont brassées après leur parcours dans chaque série de tubes, grâce à leur changement brusque de direction entre les fonds ; l'utilisation est donc aussi complète que possible, le volume d'eau à envoyer est réduit au minimum et par suite aussi la force nécessaire pour le mettre en mouvement.

Le vide est limité par la température de l'eau chaude, il augmente quand le travail des condenseurs diminue. C'est pour cela qu'afin de le maintenir à un degré convenable, il est nécessaire de calculer très largement le volume d'eau à faire circuler. On a trouvé que pour marcher dans de très bonnes conditions, il faut un poids d'eau égal à trente fois le poids de la vapeur à refroidir.

Il est nécessaire également d'avoir des tubes très conducteurs de la chaleur ; c'est dans ce but qu'on les a construits en laiton très mince.

Leur longueur est de 7 mètres environ, leur diamètre intérieur est de 77 millimètres et leur épaisseur de 1 mm. 5.

Pour donner de la rigidité à l'ensemble, un certain nombre de tubes tirants relient les fonds.

Ces tubes n'ont que 68 millimètres de diamètre intérieur et leur épaisseur est plus grande,

Le total des tubes est de 827.

La surface réfrigérante est de 1.380 mètres carrés, ce qui représente 1 mètre carré pour 36 kilog. de vapeur à condenser à l'heure, dans les conditions de travail maximum.

Le volume d'eau qui se trouve en permanence dans les tubes des condenseurs ou les espaces qui lui correspondent est de 27 mètres cubes ; il s'ensuit que grâce à ce volume considérable, une variation dans l'afflux de vapeur ne fait pas varier sensiblement la température, et par suite le degré de vide.

Les condenseurs sont alimentés par une pompe qui prend l'eau froide dans le bassin situé au-dessous du réfrigérant « Balcke ». Cette pompe est actionnée directement par le moteur de la condensation et se trouve en tandem avec le cylindre à haute pression de cette machine.

C'est une pompe à double effet, à piston plongeur (fig. 7). Elle se compose de deux chambres verticales cylindriques en fonte, réunies par un fourreau en fonte alésé à 600 millimètres et ayant 0 m. 95 de longueur, dans lequel circule le plongeur ; chacune de ces chambres porte deux séries de clapets, l'une servant à l'aspiration d'eau, l'autre au refoulement.

Les cloches de refoulement aboutissent à un réservoir supérieur en tôle formant régulateur et cloche à air.

De ce réservoir part la conduite de refoulement d'eau, tandis que la conduite d'aspiration allant au bassin débouche au-dessous des clapets d'aspiration.

La conduite d'aspiration en fonte a 0,65 de diamètre, elle se termine par une crépine.

La conduite de refoulement a un diamètre de 0 m. 60.

Les clapets d'aspiration et de refoulement, au nombre de 55 par jeu, viennent battre sur une plaque en fonte pré-

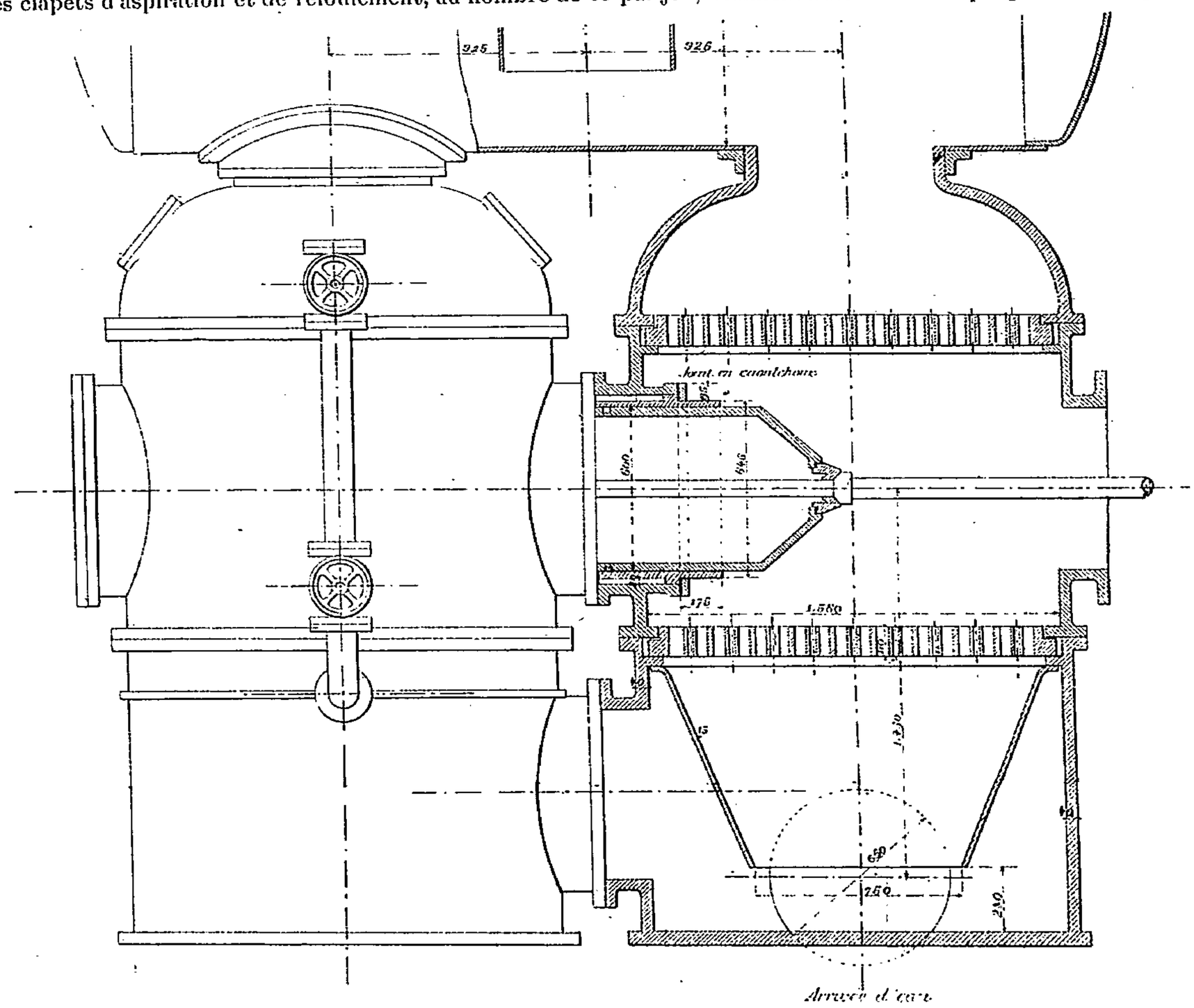


Fig. 7. — Pompe à eau de circulation.

sentant 55 sièges, qui est boulonnée sur des nervures venues de fonte avec l'enveloppe extérieure des chambres. Les sièges sont formés d'ouvertures de 124 millimètres de diamètre présentant des nervures radiales de 9 millimètres d'épaisseur laissant au centre un passage cylindrique de 20 millimètres dans lequel est fixée une tige verticale servant de guide au clapet qui peut glisser à frottement doux.

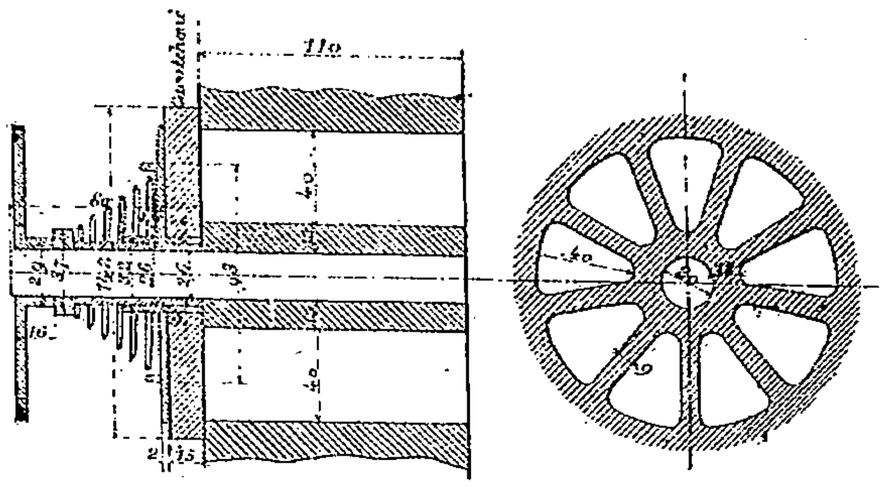


Fig. 8. — Clapets de la pompe de circulation d'eau.

Celui-ci se compose (fig. 8) d'une carcasse en bronze portant une rondelle de caoutchouc rouge, de 142 millimètres de diamètre et de 15 millimètres d'épaisseur.

Le clapet est maintenu appuyé sur son siège par un ressort spirale en bronze dont l'extrémité supérieure butte contre une embase horizontale vissée sur la tige servant de guide.

Le piston (fig. 9) est en fonte, de forme cylindro-conique ; il est creux, son diamètre est de 0 m. 60, il est traversé de part en part par sa tige en acier après laquelle il est fixé par 2 bagues spéciales avec joints en caoutchouc rond. Un écrou placé à l'extrémité libre de la tige maintient le tout et donne le serrage.

Deux segments en bronze complètent le plongeur et assurent ainsi l'étanchéité parfaite.

Pour faciliter la mise en route de la pompe, les deux chambres à clapets peuvent être mises en communication grâce à un tuyau horizontal à robinet placé à hauteur du piston plongeur. Pour le même motif, les parties supérieures et inférieures de ces chambres sont réunies par un tuyau à vannes.

Enfin, sur le tuyau d'aspiration d'eau se trouve une tubulure portant deux petits clapets servant à l'entrée d'une certaine quantité d'air qui, venant se rassembler dans le réservoir d'air régulateur, permet d'éviter les chocs.

On peut régler l'entrée de cet air au moyen de robinets à pointeau placés dans les tubulures dans lesquelles fonctionnent les clapets (fig. 10).

Les *produits condensés* sont :

1° L'huile et l'eau qui se déposent dans le dégraisseur ;

2° L'eau pure qui se rassemble dans le bas des condenseurs ;

3° L'air qui se rassemble dans la partie supérieure des condenseurs ;

4° L'huile et l'eau déposées dans les séparateurs.

Chacun de ces produits est extrait par un appareil approprié.

Pompe à huile et pompe à eau condensée. — Ces deux pompes, du système « Blacke », sont rassemblées dans le même bâti et sont combinées ensemble.

Elles sont identiques, placées en tandem avec le cylindre à basse pression et la pompe à air dont nous parlerons plus loin. Les fig. 11 à 15 représentent l'ensemble et le détail de ces pompes.

Elles se composent chacune d'un corps de pompe de 215 millimètres de diamètre fixé de chaque côté d'un récipient collecteur rectangulaire en fonte divisé en deux parties par une cloison verticale, mais dont les deux compartiments communiquent par la partie inférieure.

Dans ces corps de pompe circule un plongeur qui traverse de part en part les récipients dans une gaine évidée sur la moitié de la circonférence.

De cette façon, si le plongeur est retiré suffisamment, il s'établit une communication entre le récipient et l'ex-

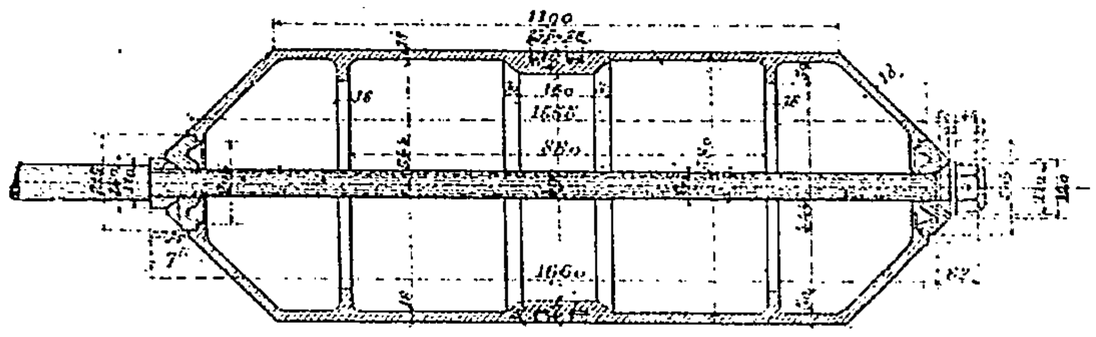


Fig. 9. — Piston plongeur de la pompe de circulation d'eau.

trémité du corps de pompe correspondant. La pompe à eau condensée est à gauche du dessin, la pompe à huile à droite.

Le récipient de gauche reçoit en charge l'eau pure venant du condenseur, celui de droite l'huile et l'eau provenant du dégraisseur (condenseur et dégraisseur sont en effet à plusieurs mètres au-dessus des pompes).

Il n'y a pas à craindre que l'eau pure se trouve dans le récipient de gauche se mélange avec l'huile qui est dans le récipient de droite par la communication inférieure, à cause de la différence de densité ; par contre, comme il y a dans le compartiment de droite un mélange d'eau et d'huile, un classement par densité s'opère dans ce milieu tranquille et une séparation se produit. L'eau qui en résulte et qui va au fond peut donc passer dans le compartiment à côté et être extraite par la pompe à eau.

Le piston plongeur commun aux deux pompes à deux diamètres différents. Dans la pompe à eau, il est uniformément de 215 millimètres, mais dans la pompe à huile, sur la moitié de sa longueur il n'a que 175 millimètres. Cela est nécessaire, car la tige étant passante, le volume engendré serait nul sans cette précaution ; à l'extrémité de chaque corps de pompe se trouve une boîte à clapets.

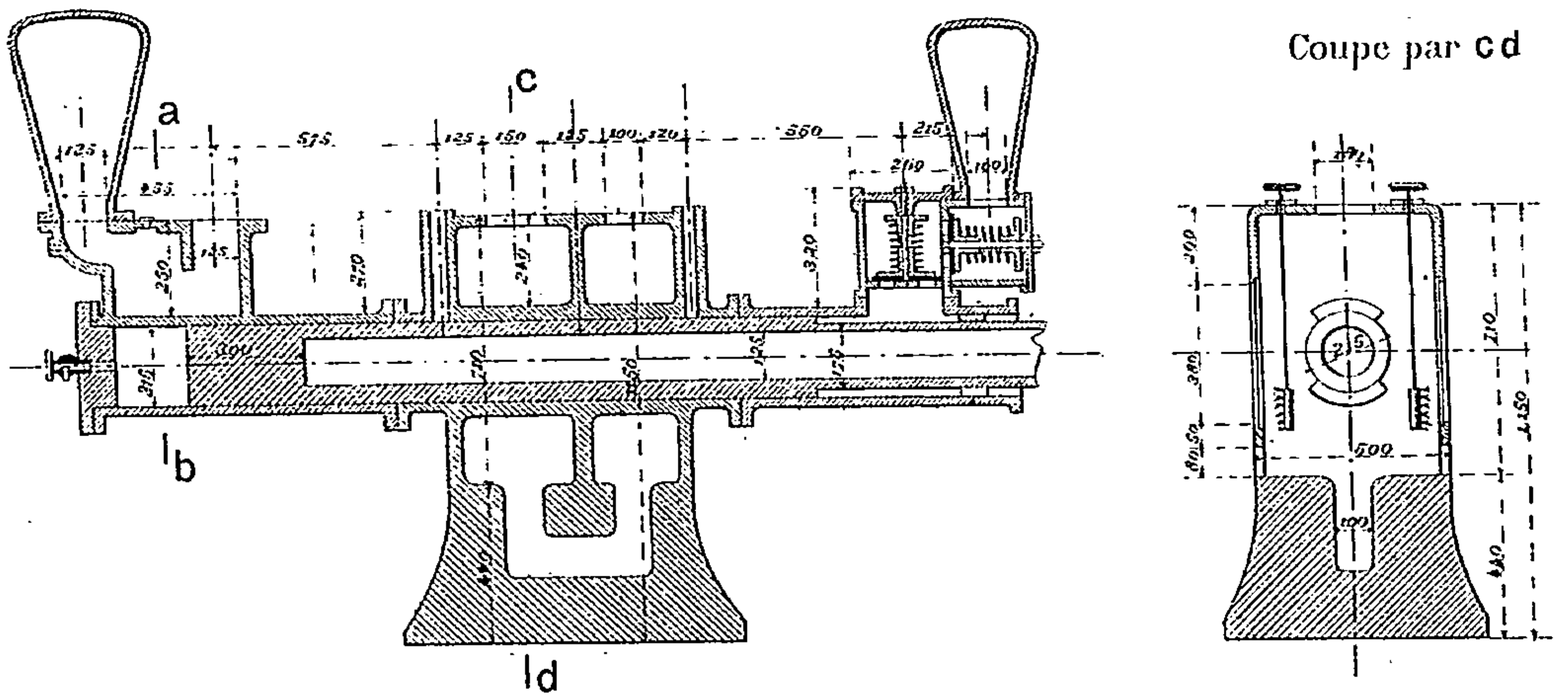
Pour la pompe à eau, ces clapets sont de part et d'autre du cylindre ; ils sont accouplés par deux et s'ouvrent tous les quatre à la fois dans la boîte de refoulement, au-dessus de laquelle se trouve un réservoir d'air précédant la conduite de décharge (fig. 80).

Les clapets sont en caoutchouc résistant bien à la température de 50° de l'eau condensée (fig. 14). Pour la pompe à huile, il n'y a qu'un jeu de clapets doubles de refoulement, analogues d'ailleurs à ceux de la pompe à eau, mais plus petits, le volume d'huile à extraire étant bien inférieur à celui de l'eau condensée. Il est à remarquer que, par suite de l'adoption des récipients collecteurs et de leur disposition, on a pu supprimer complètement les clapets d'aspiration. L'eau et l'huile arrivent en charge, il est donc impossible que les pompes ne fonctionnent pas. Nous ajouterons que les pompes sont en communication à chaque coup avec le vide du condenseur par une petite tubulure placée dans chaque récipient collecteur, reliée avec la pompe à air ; la pression dans les deux pompes est donc toujours égale.

Enfin, les récipients collecteurs sont munis de regards vitrés permettant de voir le niveau des liquides. Comme ces glaces ne tarderaient pas à se salir par la graisse et les impuretés de l'eau et qu'elles perdraient leur transparence, on a mis en face de chacune un balai demi-cylindrique dont la tige passante jusqu'à l'extérieur peut être saisie et manœuvrée de haut en bas pour nettoyer les surfaces.

La *pompe à air* placée entre le cylindre à basse pression et les pompes à huile et à eau condensée, se trouve en tandem avec ces appareils; elle est donc commandée directement.

Elle se compose (fig. 16 et 17) d'un cylindre analogue à un cylindre de machine à vapeur avec enveloppe, dans laquelle circule de l'eau froide. Cette circulation se produit même dans les fonds du cylindre.



Coupe par c d

Coupe par a b

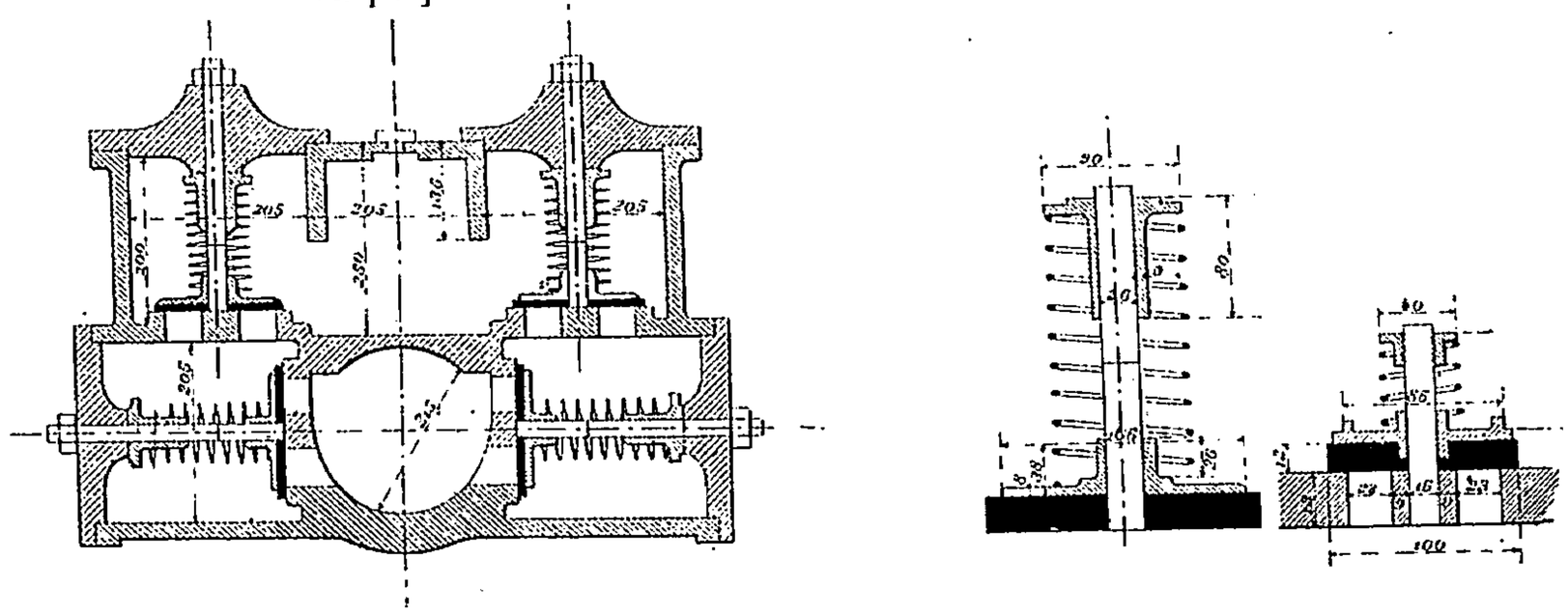


Fig. 11 à 14. — Pompes diverses.

Dans celui-ci, dont l'alésage est de 0,70, se meut un piston de même course que celle du moteur, c'est-à-dire 0,80. A la partie inférieure se trouvent les appareils de distribution qui se composent d'un tiroir « Corliss » pour l'aspiration et de clapets pour le refoulement. La position des organes de distribution au-dessous du cylindre fait qu'aucun amas d'eau ne peut se produire et que le fonctionnement est assuré,

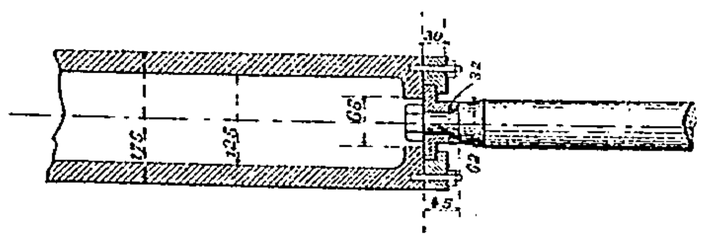


Fig. 15.

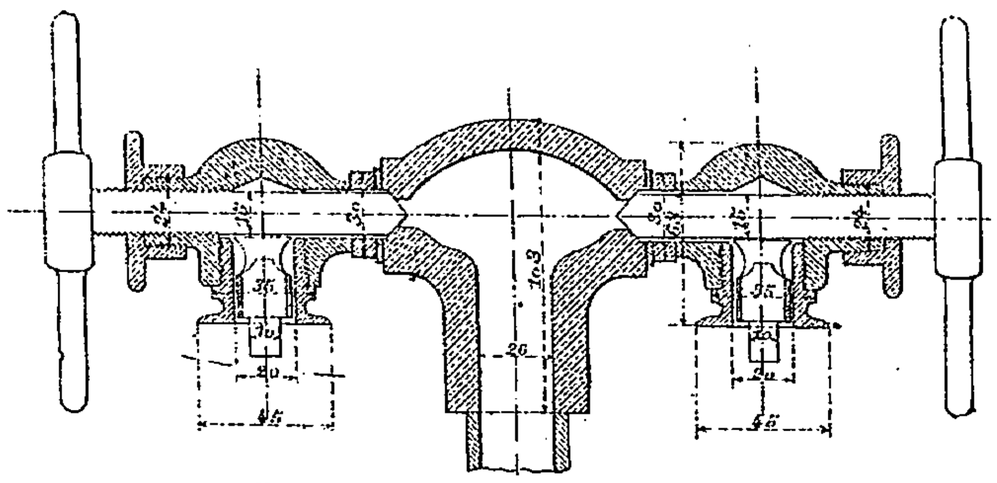


Fig. 16. — Clapets d'entrée d'air.

L'obturateur « Corliss » se compose de deux parties qui pénètrent l'une dans l'autre et qui, rapprochées, forment un cylindre de 180 millimètres de diamètre et de 0 m. 85 de longueur.

Des ressorts placés suivant deux génératrices de ce cylindre dans le plan de séparation des deux pièces les main-

tiennent appliquées contre la paroi du logement spécial ménagé dans le dessous de la pompe à air et perpendiculairement à son axe.

La pièce de l'obturateur qui sert de tiroir porte un canal partant d'une génératrice pour aboutir à une général

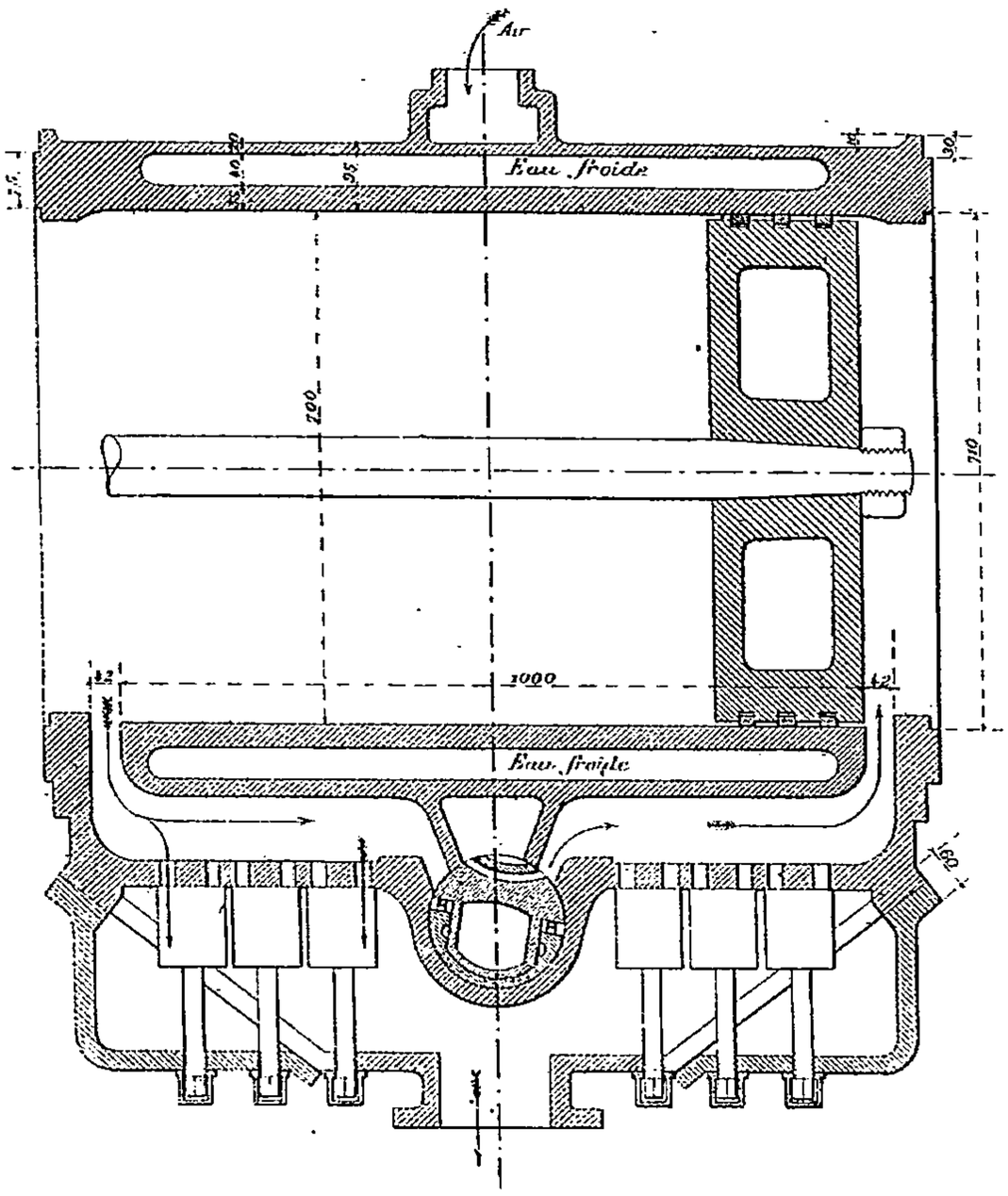


Fig. 16. — Cylindres de la pompe à air.

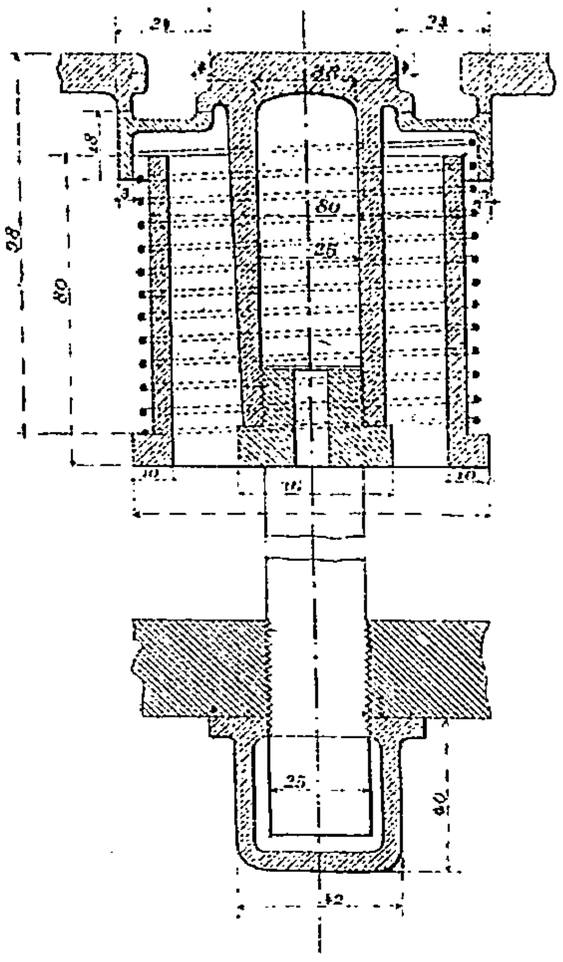


Fig. 17. — Clapets de la pompe à air.

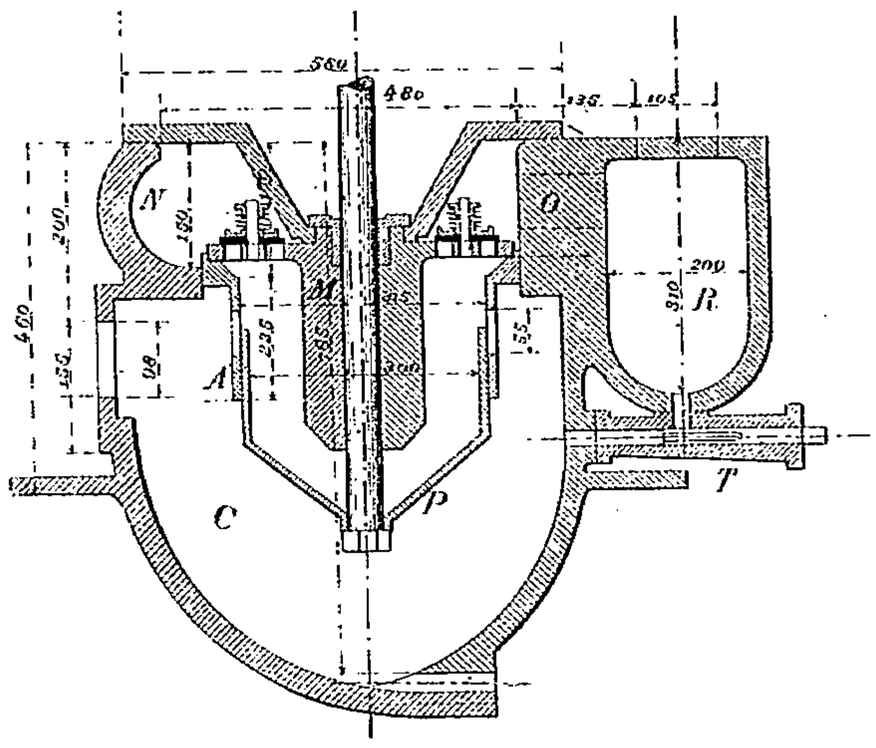


Fig. 18. — Pompe à huile.

trice voisine et qui règne sur la majeure partie de sa longueur ; il sert à mettre en communication l'arrivée d'air avec l'un ou l'autre côté du cylindre de la pompe à air.

C'est un excentrique calé sur l'arbre de la machine motrice qui, par une transmission rigide, donne le mouvement d'oscillation du tiroir « Corliss ».

L'air arrive de la partie supérieure des condenseurs par un tuyau aboutissant dans un canal qui fait le tour du cylindre de la pompe à air et qui débouche en regard de l'obturateur.

Si nous supposons le piston de la pompe à fond de course du côté droit et prêt à revenir vers le côté gauche, l'obturateur met en communication l'arrivée d'air avec ce côté droit. Pendant le mouvement de retour du piston, le cylindre, dans sa partie de droite, se remplit de l'air du condenseur, alorsque dans la partie gauche la compression fait ouvrir les clapets de la boite d'échappement et l'air est expulsé au dehors. L'inverse se produit pendant la période suivante.

Les clapets d'échappement sont au nombre de six à chaque extrémité du cylindre ; ils sont en bronze et sont maintenus contre leur siège par un ressort à boudin.

Pompe à huile des séparateurs. — Nous avons dit qu'au bas de la conduite verticale amenant la vapeur à condenser au dégraisseur, se trouvait un séparateur d'eau et d'huile.

Un autre appareil de ce genre a été placé sur la conduite d'échappement de la machine d'extraction principale à la base du tuyau d'échappement à air libre qui peut être isolé par une vanne.

Dans ce premier séparateur, un purgeur a été placé pour évacuer directement l'eau et l'huile lorsqu'on marche à échappement libre, mais lorsqu'on marche à condensation, le purgeur est fermé et le séparateur est débarrassé des matières qu'il rassemble par la pompe à huile dont nous allons parler, qui extrait aussi les mêmes liquides du deuxième séparateur.

Cette pompe peut également, par un raccord spécial, être reliée au collecteur de la pompe à huile du dégraisseur et aider celle-ci le cas échéant. Pour cette raison, on l'a mise dans les sous-sols, et elle reçoit son mouvement par un excentrique calé sur l'arbre de la machine motrice et un valet triangulaire qui actionne directement par une tige verticale le piston de la pompe.

Cette pompe (fig. 18) se compose d'une carcasse cylindro-sphérique en fonte *c* dans l'intérieur de laquelle est fixé le corps de pompe cylindrique A percé d'ouvertures sur sa circonférence. La partie supérieure du corps de pompe porte une plaque recevant dix clapets à ressort s'ouvrant de l'intérieur vers l'extérieur ; cette plaque se prolonge dans le corps de pompe par un masse cylindrique M qui comble en grande partie le vide et laisse passer la tige du piston.

Les clapets s'ouvrent dans la chambre de refoulement N qui communique par une ouverture *o* avec le collecteur d'huile R, qui termine le tuyau d'expulsion.

Le piston P est creux, il masque les orifices d'aspiration lorsqu'il est à la partie supérieure de sa course. A ce moment, le volume existant entre M et le piston est réduit au minimum.

Lorsque le piston descend, les orifices sont démasqués et l'aspiraton d'huile se produit. Dans le mouvement inverse, les orifices sont obstrués et les clapets s'ouvrent laissant passage à l'huile.

Les clapets sont en caoutchouc, ils ont 100 millimètres de diamètre et 12 millimètres d'épaisseur, ils sont maintenus fermés par des ressorts à spirale.

Une tubulure inférieure permet de mettre la boîte C en communication avec le vide. Enfin, un robinet T peut faire communiquer le collecteur R directement avec la boîte C, il sert à amorcer la pompe lors de la mise en route, mais il doit être fermé pendant la marche normale.

Machine motrice de la condensation. — Toutes les pompes de la condensation reçoivent leur mouvement d'un moteur unique (fig. 2).

Cette machine motrice est de genre compound à deux cylindres ayant une même course de 0 m. 80 ; sur le prolongement de la tige du piston du cylindre à haute pression, se trouve attelée la pompe à circulation d'eau.

Sur le prolongement de la tige du piston du cylindre à basse pression, se trouvent en tandem la pompe à air et les pompes à huile et à eau condensée. Enfin, la petite pompe à huile des séparateurs est commandée par un excentrique calé sur l'arbre de la machine et un renvoi de mouvement par balancier triangulaire.

Le diamètre du cylindre à haute pression est de 450 millimètres, celui du grand cylindre est de 700 millimètres.

Avec une pression de vapeur de 10 kilog. et à la vitesse de 56 tours par minute, le travail indiqué est de 115 chevaux-vapeur.

La marche est toujours à condensation.

Un régulateur agit sur la distribution dans le cylindre à haute pression et maintient une vitesse constante. Cette vitesse peut d'ailleurs être modifiée dans de larges proportions par une simple manœuvre à la main. De cette façon, la consommation de vapeur et la vitesse des pompes peuvent être appropriées au travail qu'il y a lieu d'obtenir.

La distribution du cylindre à haute pression est du genre « Ridder » à trois tiroirs équilibrés. Celle du grand cylindre est assurée par un tiroir « Corliss », placé à chaque extrémité à la partie inférieure et qui sert pour l'admission et pour l'échappement.

Les cylindres sont à enveloppes de vapeur ; ils sont munis en outre de graisseurs automatiques à pompe.

Un séparateur d'eau placé avant l'admission sur la tuyauterie d'arrivée de vapeur assure l'introduction de vapeur non mouillée et empêche les coups d'eau.

Réfrigérant d'eau de circulation. — L'eau qui a servi à condenser la vapeur en circulant dans les tubes en laiton des condenseurs s'est échauffée, elle est refoulée à la partie supérieure du réfrigérant d'où elle s'écoule en se refroidissant dans le bassin inférieur où la pompe vient la reprendre.

Le réfrigérant est à cheminée et à ventilation naturelle du système « Balcke » avec circulation au-dessus du sol.

Sa largeur intérieure est (fig. 19) de 8,20 et sa longueur de 38 mètres.

Pour un effet de 1.380 mètres cubes à l'heure, cela représente 4 m³ 5 d'eau à refroidir par mètre carré de surface ; la hauteur d'arrivée de l'eau est de 8 mètres au-dessus du sol, la hauteur totale de la cheminée est de 22 mètres.

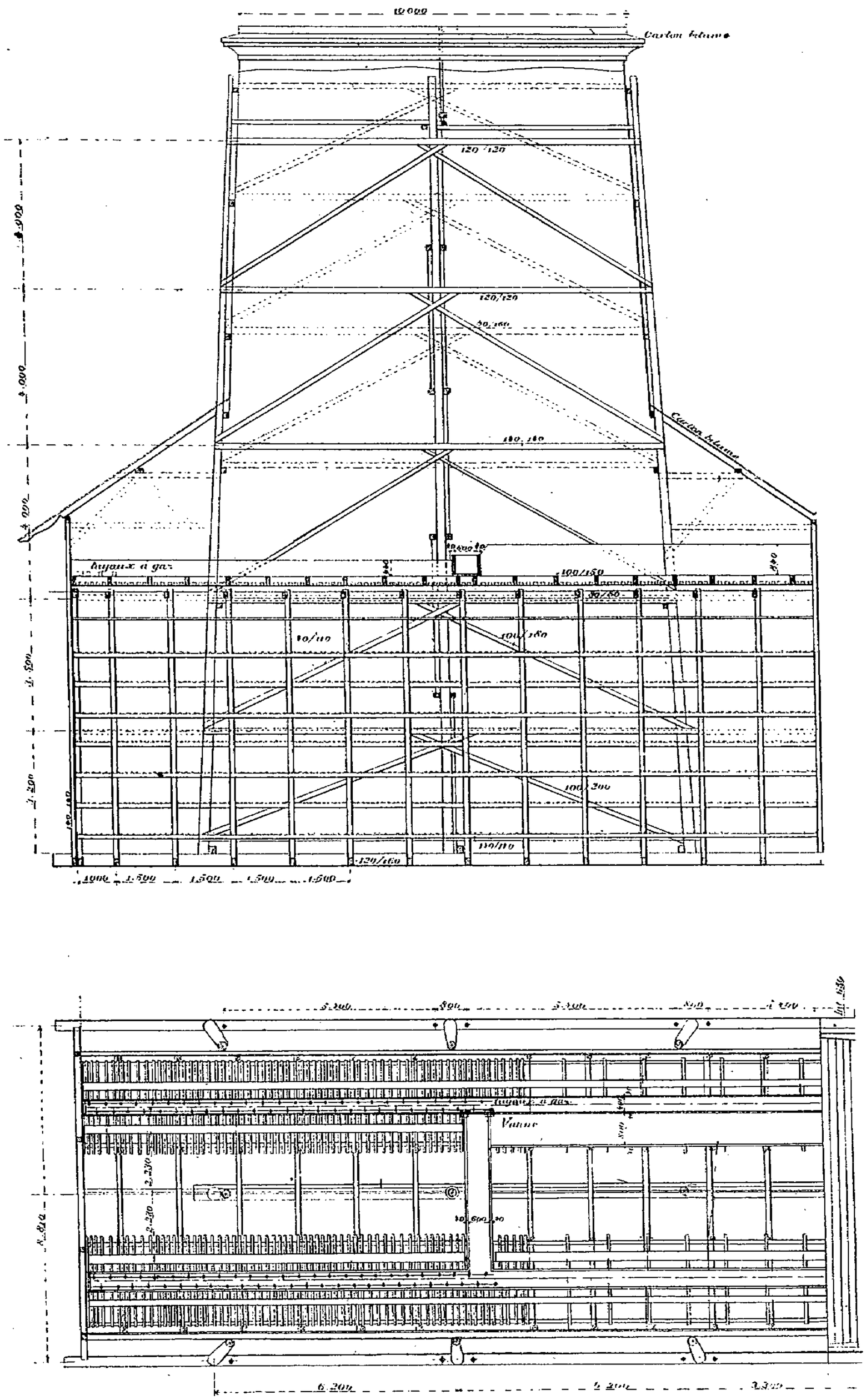


Fig. 19. — Réfrigérant du condenseur *Balcke*.

Étant données les dimensions considérables de cet ensemble, on a préféré le diviser en deux parties. Le réfrigérant comporte donc deux cheminées de ventilation.

L'entrée de l'eau à refroidir se fait entre les deux. La distribution dans chaque partie est égale et peut être régularisée par des vannes.

L'appareil réfrigérant se compose d'une ossature avec revêtement et de l'aménagement intérieur. L'ossature est complètement construite en bois, elle est formée de rondins avec contrefiches transversales et diagonales en bois équarri. Toutes les pièces sont réunies par de forts boulons, de sorte que l'ensemble constitue une construction extrêmement rigide.

Le revêtement de la tour est fait en planches rabotées avec rainures et languettes. L'ossature reste visible à l'extérieur et toutes les pièces peuvent en être facilement visitées ou remplacées sans que l'on ait à sortir le revêtement.

La partie supérieure des cheminées est ornée d'une moulure et la partie inférieure est percée d'un certain nombre d'ouvertures pour l'entrée d'air. Ce sont des fentes horizontales qui vont en se rétrécissant de bas en haut et dont la plus haute est placée à environ 3 m. 50 au-dessus du bord supérieur du bassin.

Les cheminées sont élevées sur un socle en maçonnerie formant les parois du bassin et sont solidement ancrées au moyen de forts boulons. La construction du réfrigérant est telle que toutes ses parties travaillant au 1/10 peuvent résister à une pression de vent de 125 kilog. par mètre carré.

La construction intérieure du réfrigérant se compose de l'appareil distributeur d'eau et de l'appareil réfrigérant proprement dit.

La distribution d'eau est assurée par une auge en bois dont le fond est muni de petits tuyaux verticaux de la grosseur des tuyaux à gaz, qui laissent s'écouler l'eau dans de petites rigoles horizontales placées au-dessous. Ces rigoles ont leurs bords découpés en dents de scie et laissent échapper l'eau en veines très fines sur l'appareil de réfrigération proprement dit.

Celui-ci consiste en un grand nombre de planches superposées, disposées comme les lames d'une jalousie.

L'eau chaude tombe d'un étage à l'autre en rejaillissant sur les plans inclinés ; elle est ainsi divisée en gouttelettes extrêmement fines qui passent à travers l'eau, l'air froid entrant par les ouvertures de la cheminée, et se refroidissent instantanément. L'appareil de réfrigération est divisé en deux parties par un couloir situé dans l'axe. Ce couloir permet l'accès de tous les points et facilite la ventilation ; un escalier permet d'atteindre la plate-forme des distributeurs.

Il est à remarquer que dans toute cette construction il n'y a aucun organe nécessitant un nettoyage, un entretien ou une réparation quelconque. La marche est donc complètement assurée et toujours la même.

Le contact de l'air avec l'eau s'effectue d'une manière simple et automatique, sans le concours d'aucun mécanisme ; en effet, grâce à l'eau chaude, l'air de la cheminée s'échauffe et monte à la partie supérieure en provoquant un appel d'air froid par les ouvertures de la base.

La cheminée du réfrigérant fonctionne donc comme le fait la cheminée d'une batterie de chaudières.

L'air froid non seulement se charge par contact d'une partie de la chaleur emmagasinée par l'eau, mais il se sature d'humidité, ce qui provoque une évaporation et par suite un nouveau refroidissement du liquide. Le tirage dans la cheminée et par conséquent aussi l'évaporation seront d'autant plus considérables que l'eau à refroidir sera plus chaude, le refroidissement est donc en quelque sorte automatique. Le liquide qui arrive à la base du refroidisseur et qui est recueilli dans le bassin inférieur est en réalité à une température qui ne dépasse pas 25°.

Une légère buée s'échappe par le sommet des cheminées, mais comme celles-ci sont très élevées au-dessus du sol, cette buée n'occasionne aucune gêne dans le voisinage.

La perte d'eau résultant de l'évaporation de l'eau chaude dans le refroidisseur est d'environ 3 p. 100 du volume total qui circule.

Cette perte est remplacée par un volume correspondant fourni par la canalisation générale qui distribue l'eau sur le carreau du puits.

Comme on le voit par la description que nous venons de faire, la condensation centrale forme un ensemble travaillant indépendamment de toutes les autres machines. Celles-ci peuvent, soit en totalité, soit en partie, y être attelées, et il suffit d'une courte manœuvre au régulateur de la machine motrice pour adapter son nombre de tours au travail à fournir.

Le régulateur agit d'ailleurs automatiquement pour les variations de la charge dans une certaine limite.

Des thermomètres et des indicateurs de vide sont les guides qui permettent au mécanicien d'assurer la marche convenable des appareils.

Économie d'eau. — Si la machine motrice de la condensation travaille toujours proportionnellement à la quantité de vapeur à condenser, on admet qu'elle développe une force moyenne de 90 chevaux et, dans ces conditions, elle exige par an une quantité de vapeur représentant 6.460 mètres cubes d'eau.

Sans la condensation, la consommation de vapeur pour toutes les machines représenterait dans une année un volume d'eau de 296.220 mètres cubes. Si l'on emploie la condensation, ce volume serait réduit à 224.430 mètres cubes, mais comme, d'autre part, le moteur du condenseur absorbe lui-même 6.460 mètres cubes, l'économie d'eau réalisée pour l'alimentation des chaudières est de :

$$296.220 - 224.430 - 6.460 = 65.330 \text{ mètres cubes.}$$

D'un autre côté, la vapeur condensée pouvant être utilisée pour l'alimentation et la quantité ainsi utilisable étant de 90 p. 100 environ du total, on retrouve donc un volume d'eau de :

$$\frac{230.890 \times 90}{100} = 207.801 \text{ mètres cubes.}$$

Le volume d'eau économisé sera donc :

$$207.801 + 65.330 = 273.131 \text{ mètres cubes.}$$

Ce nombre ne serait exact que si la condensation elle-même ne dépensait pas d'eau.

En réalité, il est nécessaire de faire circuler dans les condenseurs un volume d'eau égal à 30 fois environ le volume d'eau à condenser. Cette eau s'échauffe et pour la faire resservir il est utile de la refroidir. Ce refroidissement entraîne par évaporation une perte de 3 p. 100 qui vient en déduction de l'eau économisée.

Cette perte, d'après ce qui précède, se chiffre par :

$$230.890 \times 30 \times 0,03 = 207.801 \text{ mètres cubes par an.}$$

L'économie réelle d'eau provenant de la condensation est par suite de :

$$273.131 \text{ mètres cubes} - 207.801 \text{ mètres cubes} = 65.330 \text{ mètres cubes.}$$

En résumé, si nous n'avions pas employé la condensation, nous aurions dû envoyer à notre installation un volume d'eau annuel :

Pour les chaudières de.....	296.220 mètres cubes.
Soit 987 mètres cubes par jour, alors que nous envoyons :	
Pour les chaudières.....	23.089 —
Pour les pertes du réfrigérant.....	207.801 —
Soit.....	230.890 mètres cubes.

représentant 770 mètres cubes par jour.

Économie de charbon. — En supposant une extraction de 1.000 tonnes par jour, le rendement en barrés de toute espèce, avec la nature de nos houilles, est de 170 tonnes, soit par an 51.000 tonnes.

Les 51.000 tonnes de barrés retirées annuellement ont un rendement en vapeur de 3 kilog.

Ils permettent donc de vaporiser 153.000 mètres cubes d'eau.

Si l'on n'emploie pas la condensation, le volume à vaporiser est de 296.220 mètres cubes, les barrés pouvant servir pour 153.000 mètres cubes, il faudra utiliser du charbon vendable pour un volume d'eau de :

$$296.220 - 153.000 = 143.220 \text{ mètres cubes.}$$

En admettant pour ce combustible le prix de 15 francs la tonne et un rendement en vapeur de 6 kg. 500, le poids qui sera nécessaire sera de :

$$\frac{143.220}{6,5} = 22.034 \text{ tonnes,}$$

ayant une valeur de $22.034 \times 15 = 330.510$ francs.

Si d'autre part, on suppose que les barrés valent 4 francs la tonne, la dépense totale en combustible dans le cas de la marche à échappement à l'air libre sera de :

$$51.000 \times 4 + 330.510 = 534.510.$$

Supposons maintenant l'emploi de la condensation centrale et l'utilisation de l'eau condensée chaude pour l'alimentation ; nous ferons remarquer que toute l'eau d'alimentation sera chaude, car si on ne peut utiliser que 90 p. 100 de l'eau condensée pour l'alimentation, une disposition spéciale de nos appareils permet de réchauffer par la vapeur d'échappement arrivant au condenseur la quantité d'eau supplémentaire que l'on est obligé de fournir.

L'économie réalisée portera :

1° Sur la moindre quantité de vapeur à produire ;

2° Sur l'utilisation d'eau chaude pour l'alimentation.

Le volume d'eau à vaporiser est dans le cas particulier de 230.890 mètres cubes.

Avec les barrés, on en vaporise 153.000 mètres cubes, il reste donc 77.890 mètres cubes pour lesquels il faudra une quantité de bon charbon de $\frac{77.899}{6,5} = 11.983$ tonnes.

Ce chiffre doit être diminué puisqu'au lieu d'employer de l'eau à la température moyenne de 15°, on emploie l'eau condensée et réchauffée à 50°.

Il y a un gain de température de 35° qui représente 35 calories par kilog. d'eau d'alimentation, soit pour l'année :

$$35 \times 230.890.000 = 8.081.150.000 \text{ calories.}$$

Or, pour transformer un kilog. d'eau à 15° en vapeur à 10 kilog. de pression, il faut 600 calories environ.

Par conséquent, le nombre de calories économisées par l'emploi d'eau chaude correspond à celui qui serait nécessaire pour vaporiser à 10 kilog. de pression.

$$\frac{8.081.150.000}{600} = 13.468.582 \text{ litres d'eau.}$$

Or, nous avons admis que 1 kilog. de charbon vaporise 6 l. 5 d'eau, l'économie de combustible réalisée est donc représentée par :

$$\frac{13.468.582}{6,6} = 2.072.088 \text{ kilog.}$$

Par suite, le total de bon charbon nécessaire quand on emploie la condensation et l'alimentation avec de l'eau à 50° sera de :

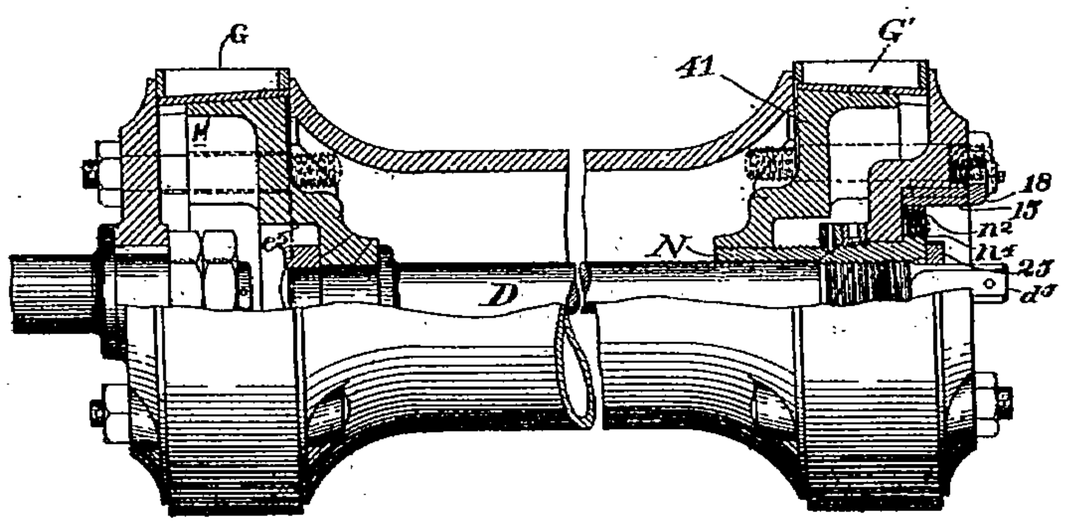
$$11.988 - 2.702 = 9.911 \text{ tonnes.}$$

La dépense totale de combustible sera donc de

$$51.000 \times 4 + 9.911 \times 15 = 352.665 \text{ francs.}$$

Si nous rapprochons ce chiffre de celui de 534.510 francs que coûte le procédé sans condensation, nous voyons que l'économie réalisée est par an de 181.845 francs du fait du combustible.

Distribution Lovekin, Philadelphie (*Brevet américain 731193 de 1903*). Le tiroir cylindrique B



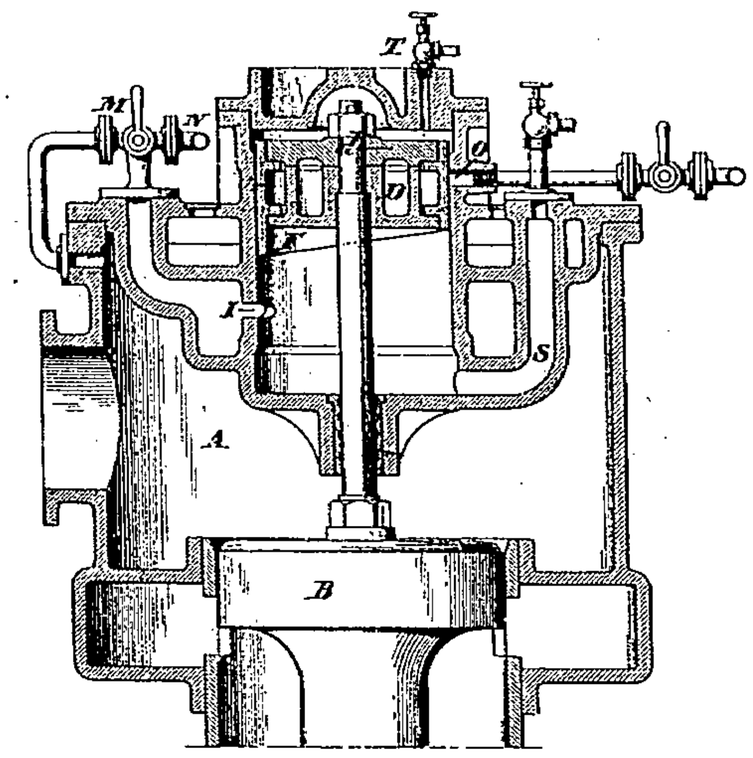


Fig. 20. — Distribution *Lovekin*.

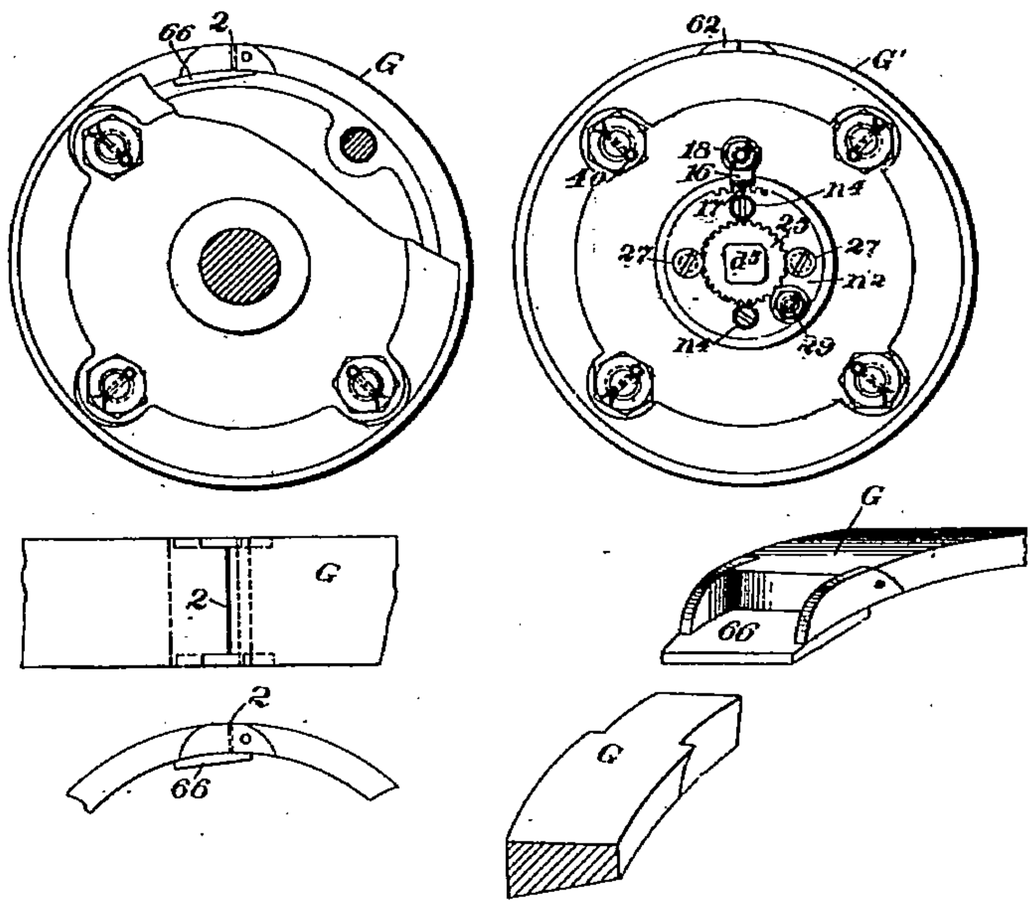


Fig. 21. — Tiroir-piston *Reeves*.

(fig. 20) est équilibré par un piston D, qui reçoit, par L et le robinet à trois voies M, soit la vapeur du réservoir intermédiaire A, soit celle N de la chaudière, et, par O, celle de la chaudière ; en outre, le segment F est en biseau, de manière à permettre de régler, par son orientation à serrage *d*, le moment de la fermeture de I et la compression de la vapeur au bas de sa course. La purge de l'eau se fait par S et la soupape *s* et par T. Ces dispositifs très simples permettent de régler l'équilibrage de B avec une grande précision.

Tiroir-piston Reeves, Trenton (*Brevet américain 738237 de 1903*). Pour serrer le segment G (fig. 21) l'on desserre les prisonniers n^4 et 27 et 29, qui relient la plaque 25 au collet n^2 de l'écrou

N, ce qui permet de tourner, par le carrelet d^5, l'arbre D dans cet écrou de manière à le pousser, avec le cône M, dans G; pour serrer G', on desserre les prisonniers n^4 et 15-16-18, qui immobilisent ordinairement N, de manière à pouvoir tourner N par d^5D et mouvoir ainsi le cône 41 dans G'. Les fentes 2 des garnitures G et G' sont recouvertes par un joint 66.

Distribution Woolf (*Power, novembre, p. 624*). Fréquemment employée sur les locomotives rou-

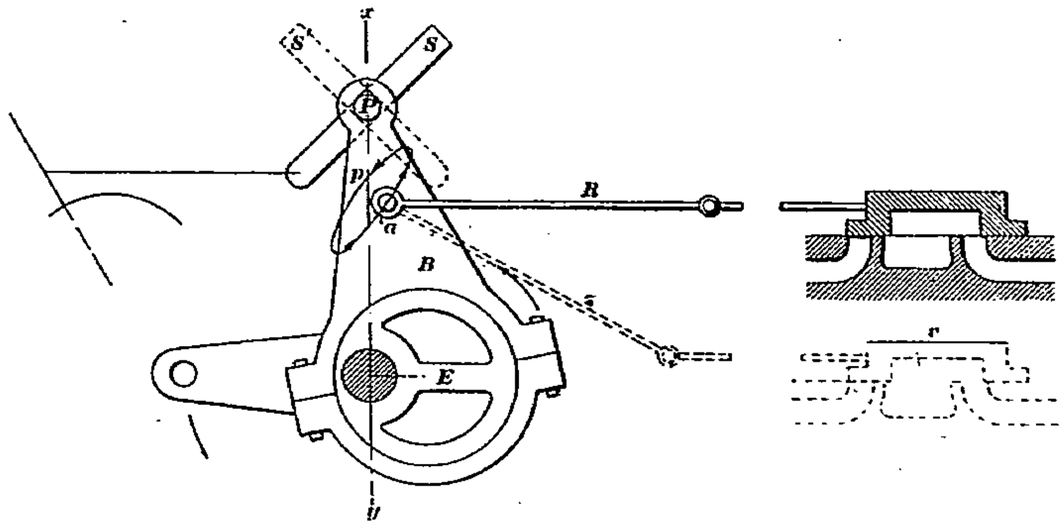


Fig. 22. — Distribution *Woolf*.

tières américaines. L'excentrique E (fig. 22) commande le tiroir par le renvoi BaR, dont le point P est guidé par la coulisse S, dont le pivot coïncide avec la position de P aux points morts; l'attache *a* décrit une courbe elliptique *p*, et l'on renverse la marche en faisant passer la coulisse de S en S'.

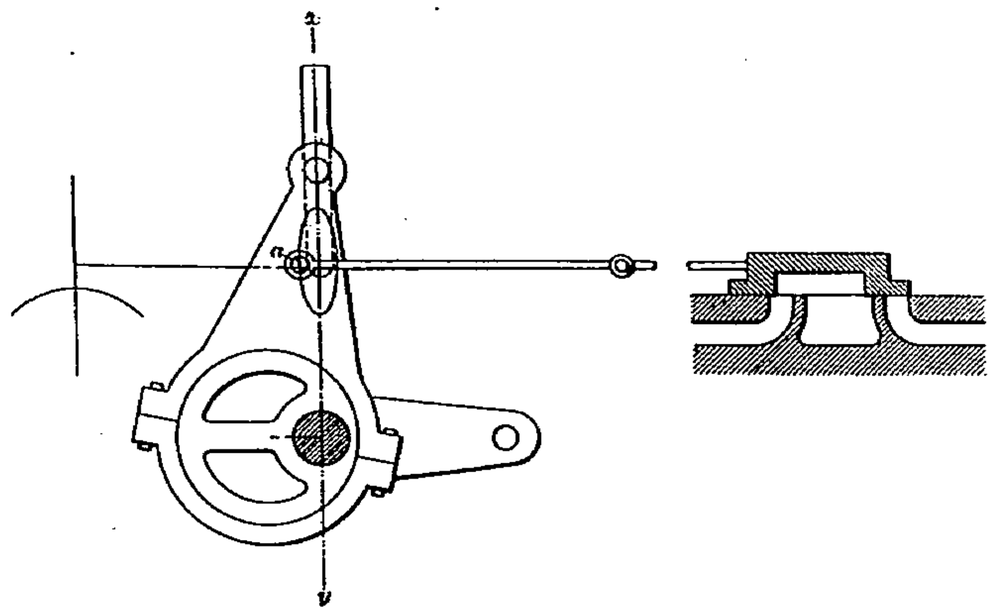


Fig. 23. — Distribution *Woolf*.

La fig. 23 représente la disposition avec manivelle décalée de 180° de la position fig. 22; aux points morts, le rayon de l'excentrique E doit être perpendiculaire à la ligne *xy*, joignant le centre de l'arbre de couche à l'axe P de la coulisse; il doit en être de même de R, ce qui s'obtient en incli-

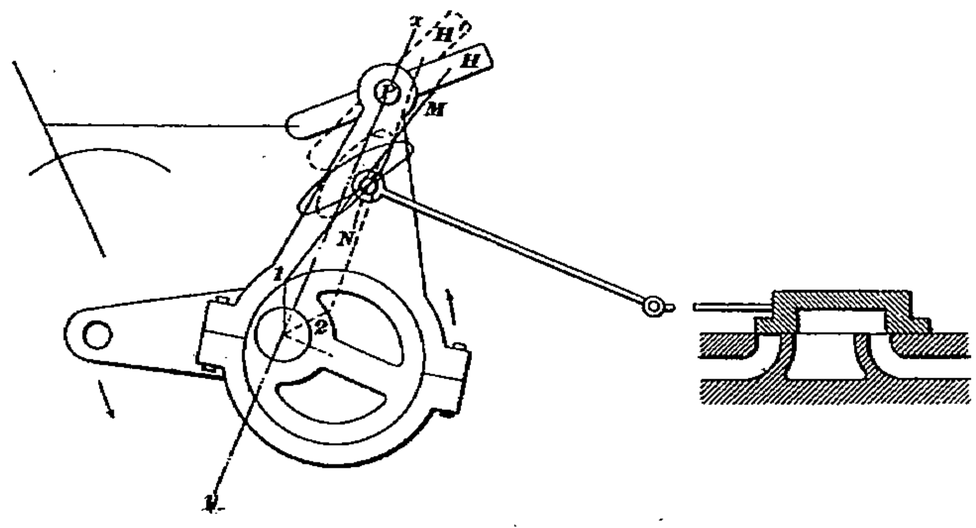


Fig. 24. — Distribution *Woolf*.

nant au besoin la ligne *xy*, comme en fig. 24. L'inclinaison de la coulisse permet aussi de varier la détente, d'autant plus prolongée qu'elle se rapproche de *xy*, comme de H en H' (fig. 24); la détente commence quand *a* dépasse l'arc MN de son ellipse; avec la coulisse en H, la détente com-

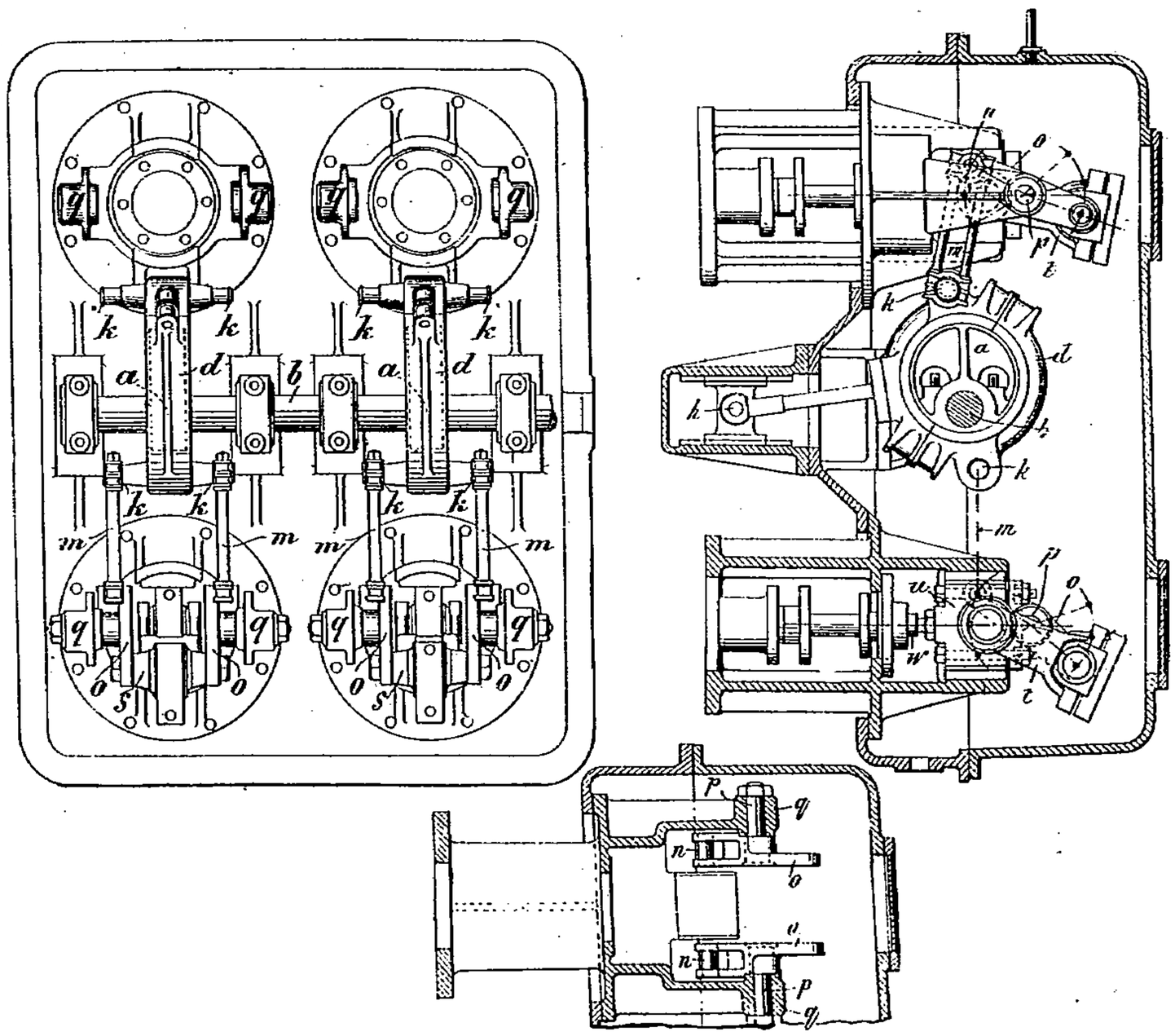


Fig. 25. — Distribution *Stead et Davidson.*

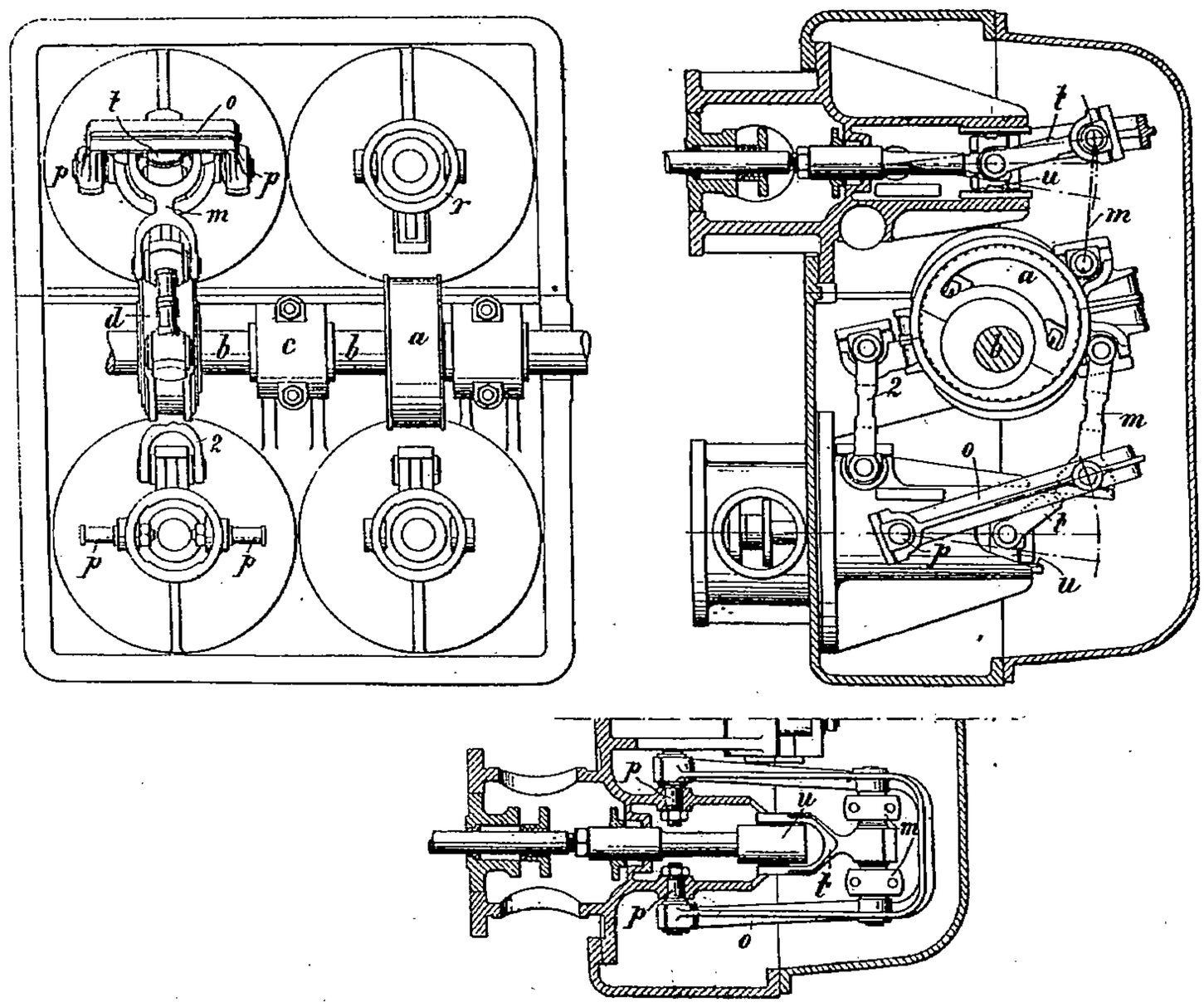


Fig. 26. — Distribution *Stead et Davidson.*

mence en 1, puis en 2 avec la coulisse en H', au tiers au lieu de 2/3 de la course. Dans la position fig. 24, la machine ne peut pas marcher en motrice mais en contre-vapeur, sur une pente.

Distribution Stead et Davidson, Eccles (*Brevet anglais 22044 de 1902*). Les excentriques *dd* fig. 25 de l'arbre de distribution *b* commandent les tiges *w* des distributeurs par les renvois *onontlu*, les leviers *oo* oscillant en *q*, et les glissières *h* empêchant les colliers *d* de tourner. En fig. 26 ces glissières sont remplacées par les bielles 2, et la commande des tiroirs se fait par les renvois *mo*, pivotés en *p* et attaquant leurs tiges, guidées en *u*, par les biellettes *tt*. — **Lentz**, 58B Konneritzr, Leipzig-Schlesing (*Brevet anglais 19282 de 1902*). A un seul encentrique *a* (fig. 27) pivotée en *b* de manière que son centre puisse décrire l'arc *mm'*, convexe par rapport au centre *x* de l'armure de distribution et semblable à celui décrit par le centre de l'excentrique imaginaire de la distribution par coulisse Stephenson. Ce pivotement de *a* s'obtient en déplaçant la longue vis *e*, dans l'arbre de distribution creux *c*, où elle est rainurée en *f*; cette hélice à filets multiples est en prise avec le seg-

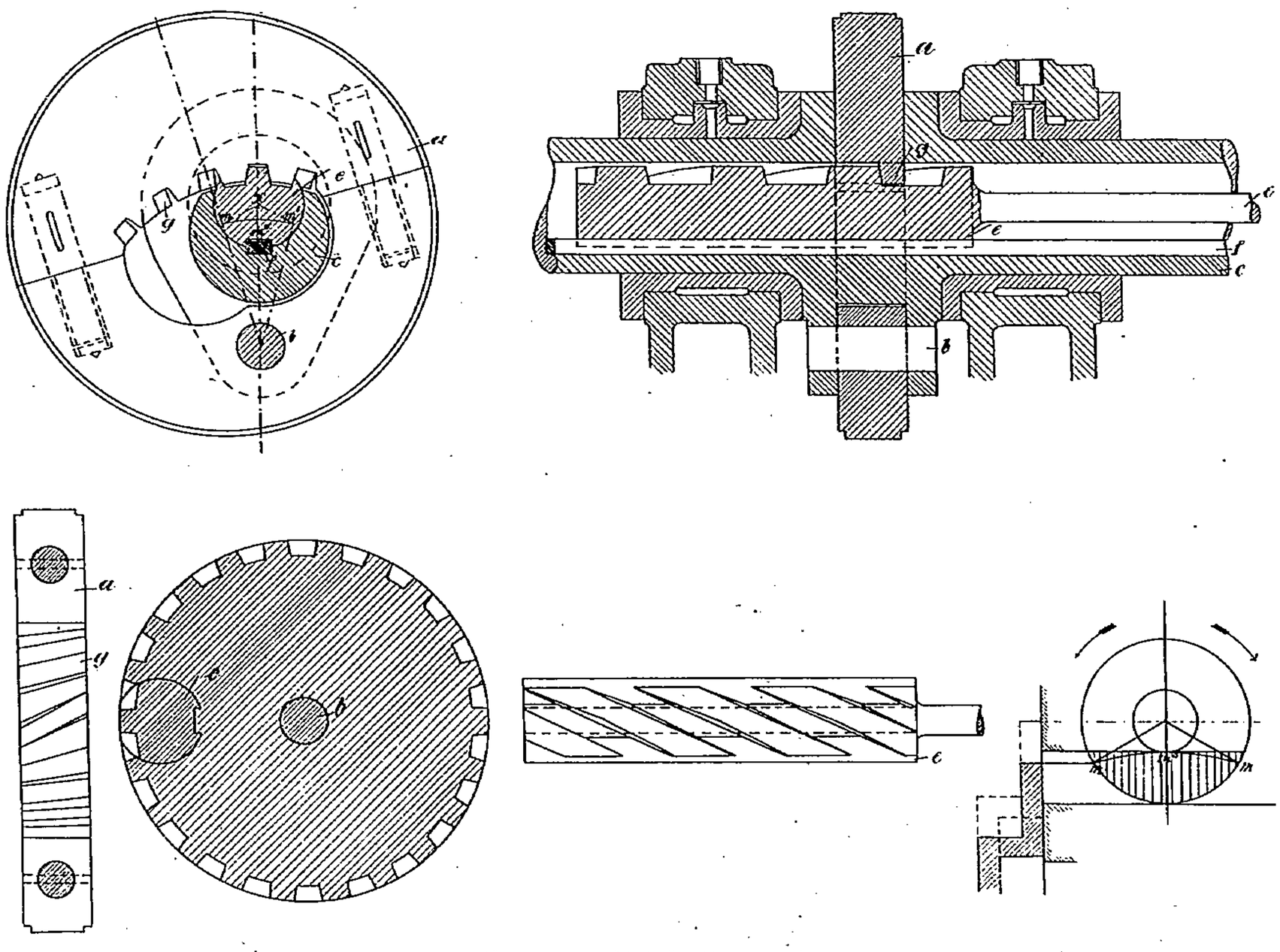


Fig. 27. — Distribution *Lentz*.

ment d'écrou correspondant *g* de *a*, décrit de *b* ; cette prise se fait par de larges surfaces sans usure sensible.

Régulateurs Busset-Schiller, 21, boulevard Saint-Michel, Paris (*Brevet anglais 20503 de 1903*). Du type à inertie. L'arbre A fig. 28 du moteur à régulariser entraîne directement la roue dentée B, et, par les ressorts E, le volant fou D, rendu solidaire, par le train de pignons HIGCF, de la roue B ; l'axe I de ce train est libre de se déplacer latéralement en entraînant la tige J, qui commande le réglage. En vitesse normale, le pignon fou G reçoit, de BFC, une vitesse de roulement égale et contraire à celle que H reçoit de la denture de D, de sorte que I reste immobile, mais, dès que le moteur vient à s'accélérer, par exemple, le volant D, en vertu de son inertie, ralentit sur la nouvelle vitesse de AB, et I se déplace de manière à fermer la prise de vapeur. — **Petsche** (*Brevet américain 742229 de 1903*). L'arbre B (fig. 29 et 30) du régulateur est commandé, de la courroie H, par le train ECBB', dans lequel E entraîne C par ses frictions E^2 F^2, appuyées sur C'C' par des ressorts, et l'axe D^2 de E est sur un bras DD', articulé sur l'arbre fixe A^5, de sorte que le volant D^8, qui règle l'écartement des axes D^2 et B^3, permet de faire varier ainsi le rayon d'attaque de la friction E et la vitesse de régime du régulateur et du moteur qu'il commande. Construit par la *Southwark Foundry*, de Philadelphie. — **Mac Kinney**, Chicago (*Brevet américain 741590 de 1903*). L'arbre 7 du régulateur

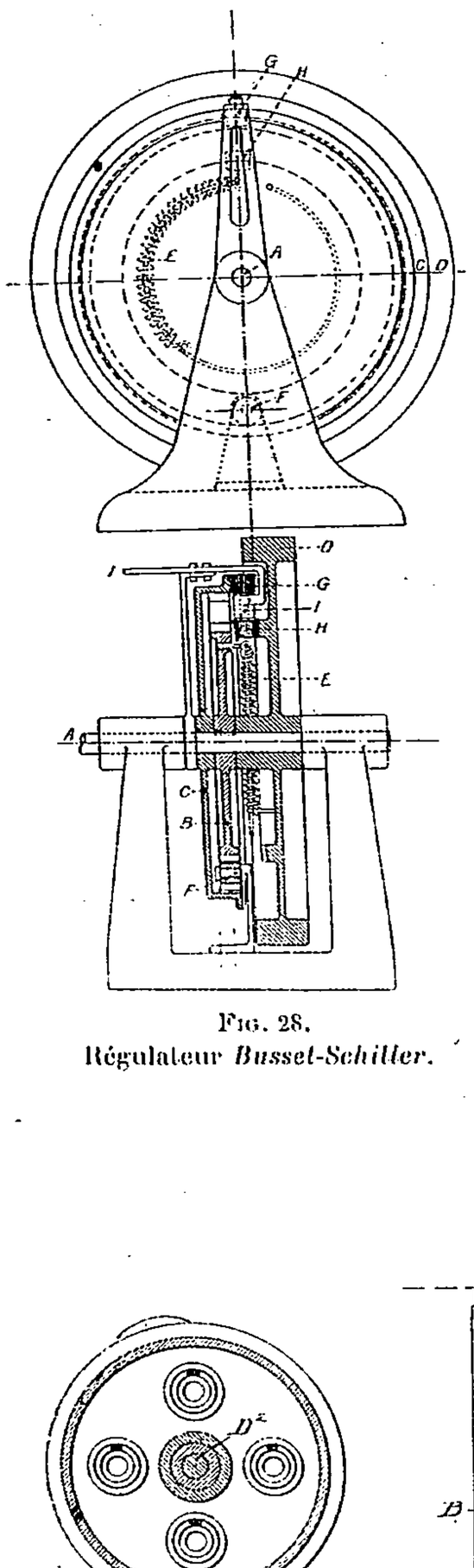


Fig. 28.
Régulateur *Busset-Schiller*.

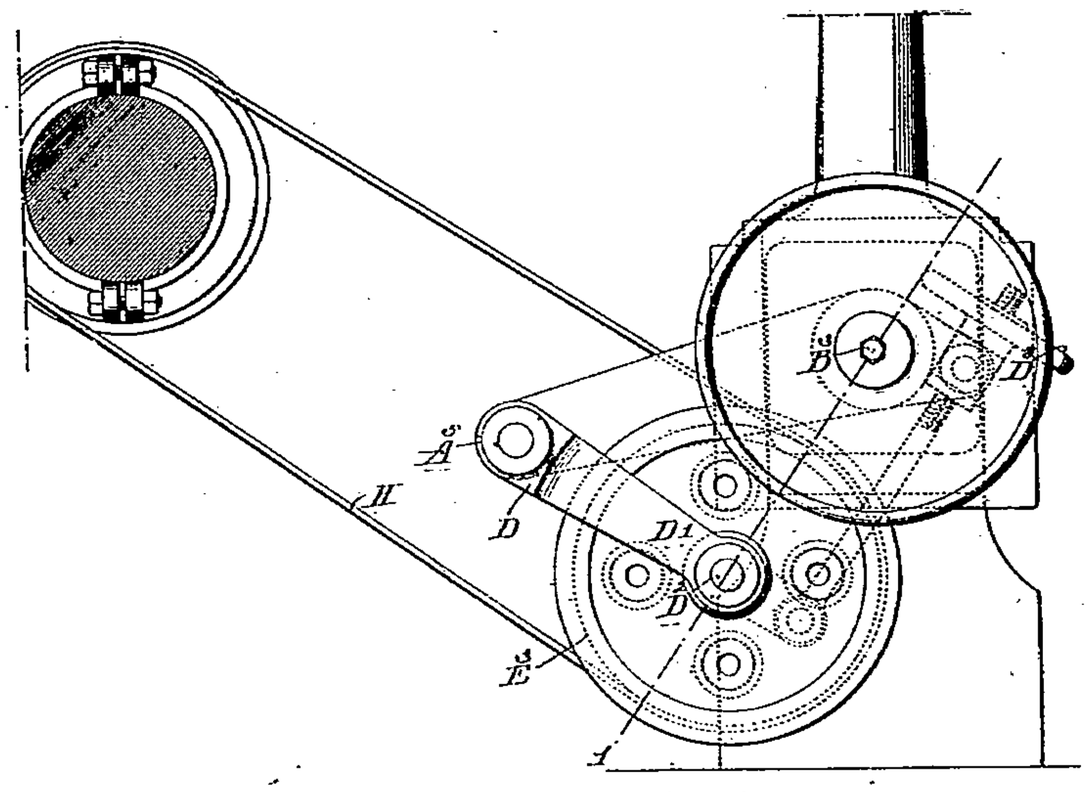


Fig. 29. — Régulateur *Petsche*.

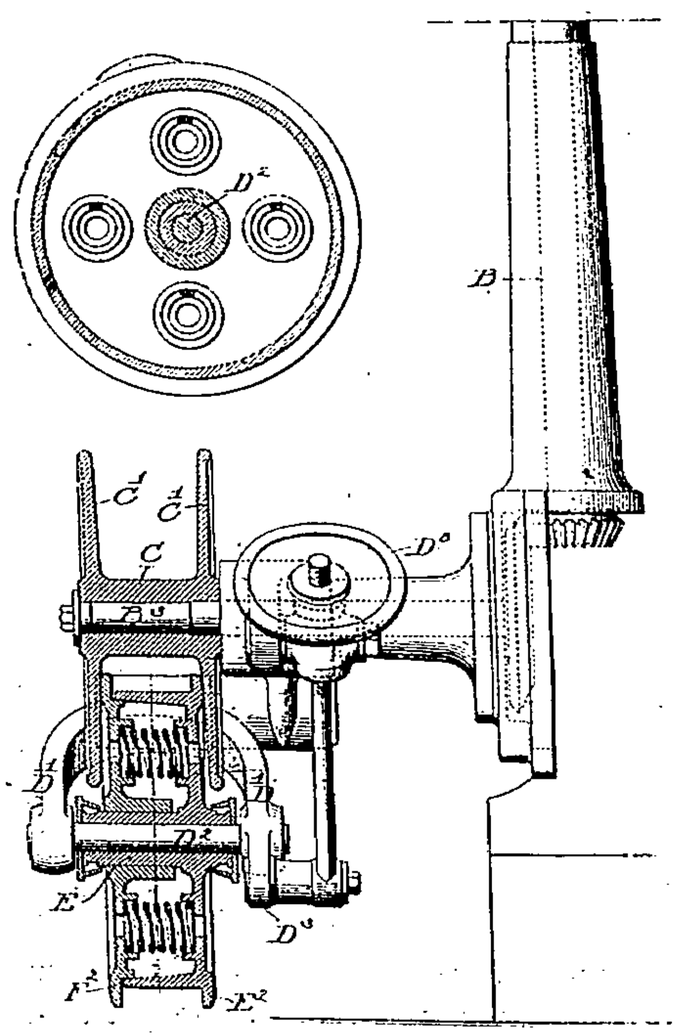


Fig. 30. — Régulateur *Petsche*.

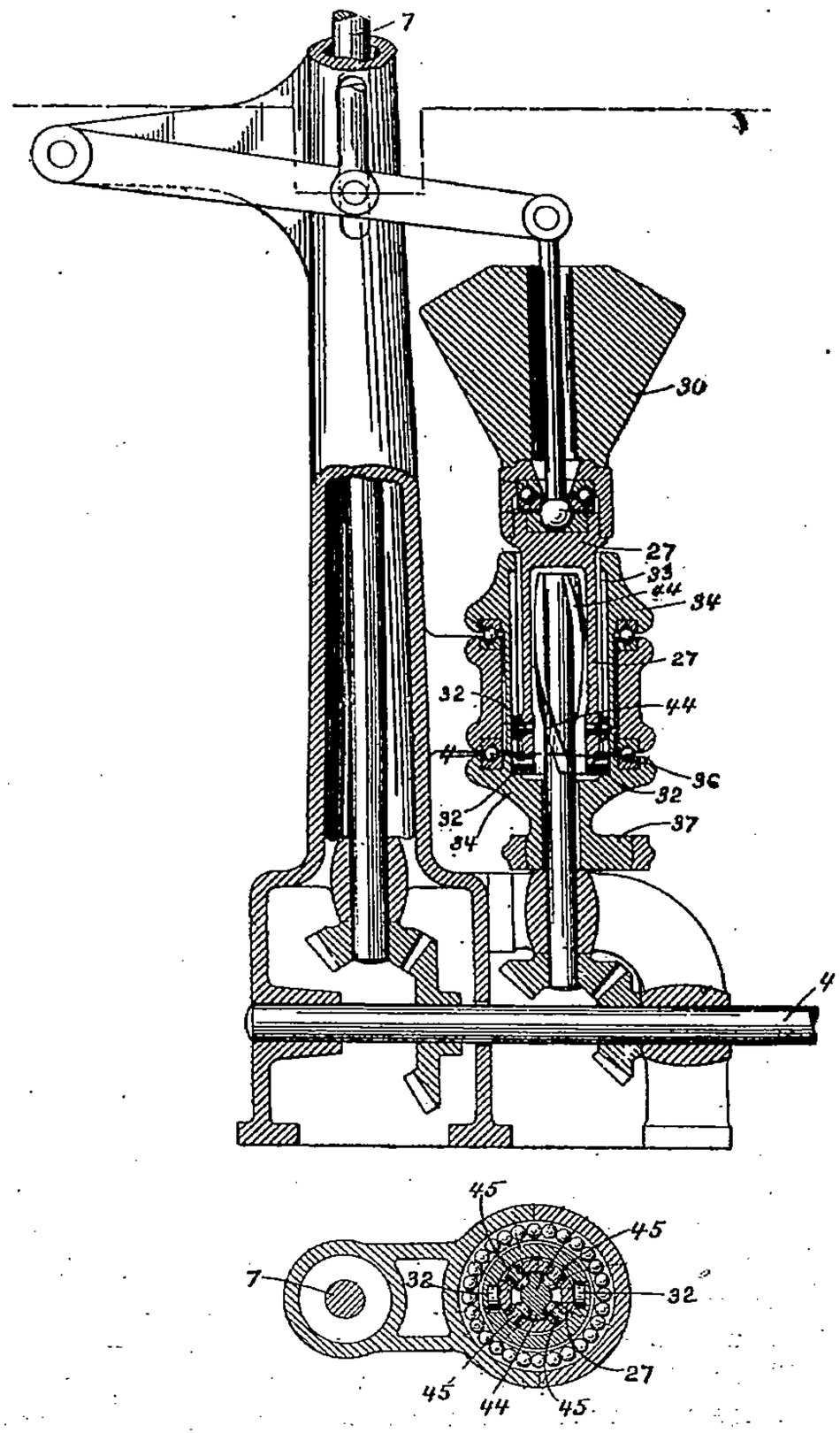


Fig. 31. — Régulateur *Mac Kinney*.

(fig. 31) et l'arbre 40 sont commandés du même arbre 4 du moteur, et l'arbre 40 entraîne, par l'hélice 44 et les galets 45, le manchon 27, dont les galets 32 sont en prise avec les rainures 33 du manchon extérieur 34, dont l'excentrique 37 commande la valve régulatrice du moteur. Tant que le contrepoids 30 du régulateur reste à la même hauteur, 37 tourne à l'unisson de 7 et de 4, mais, dès que le régulateur fait varier cette hauteur, l'hélice 44 déclenche l'excentrique 37 de l'angle nécessaire au rétablissement de la vitesse de régime.

Régulateur Kuhlewind, Knoxville Alleghany, Pensylvanie (*Brevet anglais 17795 de 1903*). Les attaches 14 (fig. 32) des boules entraînent par des coulisses obliques 10, le volant 7, monté sur billes et dont l'inertie tend à écarter ou rapprocher vivement les boules dès que la vitesse du moteur augmente ou diminue, de manière à accentuer et renforcer l'action de leur force centrifuge; le contrepoids 27 permet de régler la vitesse de régime, et il suffit, pour arrêter le moteur, de déclencher en 32 le levier 28, dont le contrepoids abaisse immédiatement la tige 23 et ferme la valve de prise de vapeur. Cette fermeture se fait automatiquement en cas de rupture de la courroie

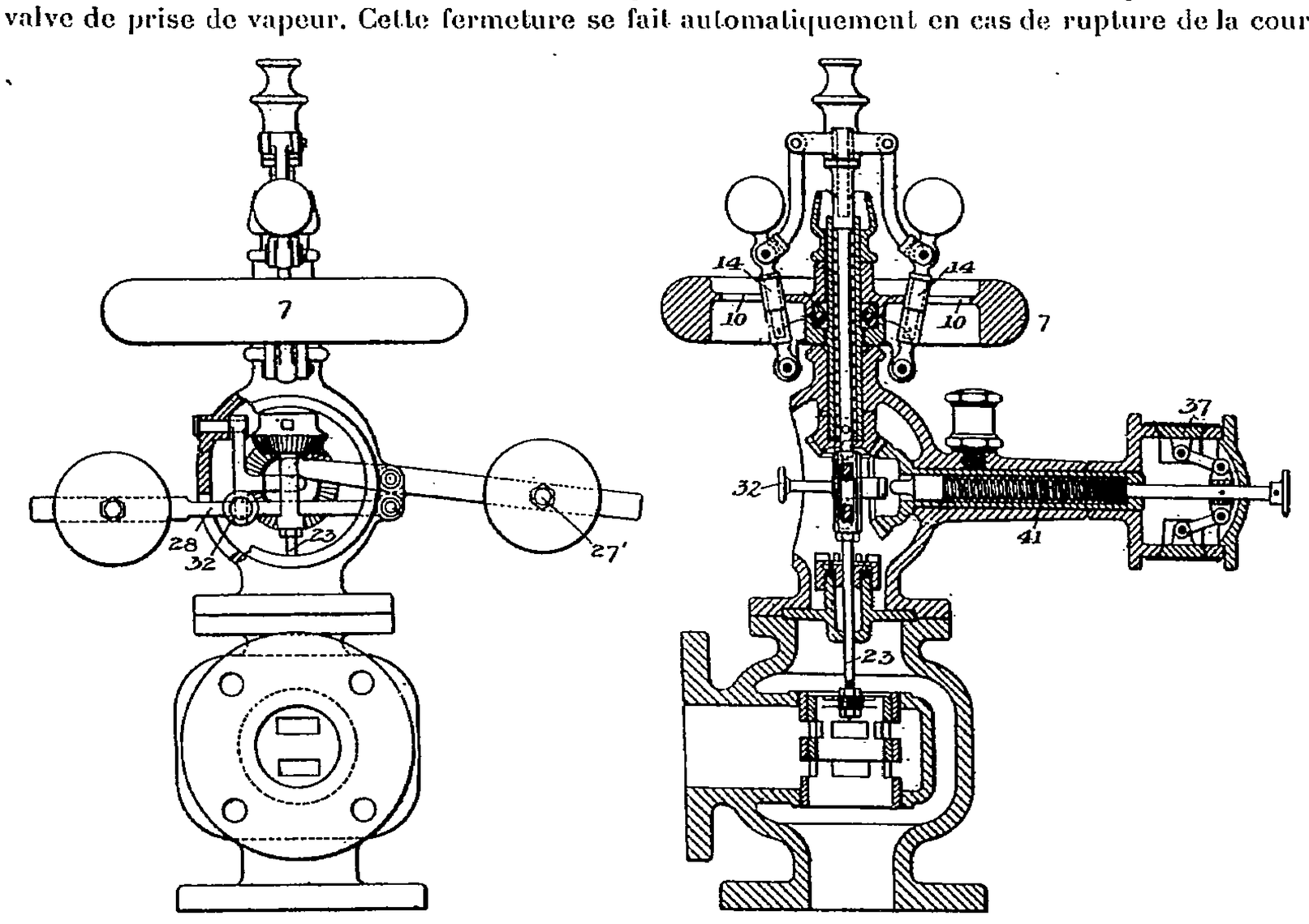


Fig. 32. — Régulateur *Kuhlewind*.

de commande du régulateur parce que, dès cette rupture, les masses centrifuges 37 de la poulie de commande s'écartent et repoussent par 41 le déclic 32.

Stuffing-box métallique Lancaster et Tonge, Pendleton, Manchester (*Engineering, 25 décembre 1903, p. 874*). Constitué (fig. 33) par une série d'anneaux en bronze et en métal blanc R, renfermés dans une enveloppe en fonte S, et pressés dans S par les ressorts de X', qui poussent les collets Y'; au-dessous de l'anneau de division T, les anneaux U et V, du manchon C, serré sur le plateau par des boulons, forment un joint sphérique, qui permet à la tige un certain jeu; au-dessus, les anneaux W W' sont en quatre segments pressés par des ressorts Z et appuyés les uns sur les autres par les ressorts de XY; les ressorts Z sont en deux pièces pouvant se régler à l'usure des anneaux en se vissant l'une dans l'autre.

Stuffing-box Proell (*Engineering, 25 juillet, p. 130*). Constitué (fig. 35) par des cases ajustées A, dans lesquelles sont logés des segments B, serrés sur la tige par des ressorts DC, le tout pressé, par un bourrage E, de manière à laisser à la tige une certaine liberté d'oscillation. Un thermomètre G et un manomètre F permettent de mesurer la température et la pression de la vapeur aux différents points du stuffing box et montrent que cette pression diminue rapidement de l'origine à la fin de la garniture, tombant, par exemple, de 10 kilog. à zéro dans une garniture de cinq rangées de cases, sur une machine de 700 chevaux à 100 tours. — **Dujardin**, Lille (*Brevet anglais 13390 de 1903*). Chaque élément de cette garniture se compose de deux anneaux élastiques *aa* (fig. 35) serrés sur la tige par un anneau fendu *c*, pris sur *aa* par ses tétons *dd* de manière que leurs fentes ne puissent venir à coïncider avec la leur. Des manchons *e* et *g* séparent et maintiennent ces éléments avec un

jeu transversal de la tige. Le serrage se fait sur les ressorts *o*. La garniture *s* termine par une bague élastique *m* et une chambre *k*, laissant l'eau s'écouler en *l* à la mise en train. Le graissage se fait par *pru*. — **Foden** (*Brevet anglais 19138 de 1902*). Constitué par une série d'anneaux triangulaires 4 et 5 (fig. 36) évidés en 7 et en 8, de manière que le serrage de 3 les presse contre la tige, ainsi que

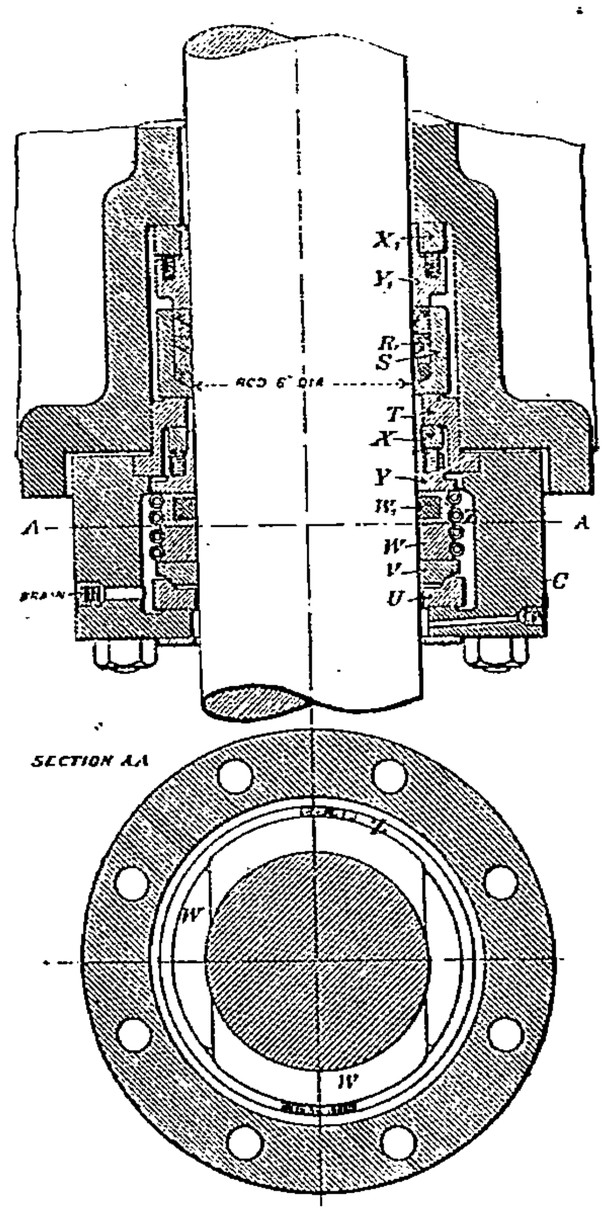


Fig. 33. — Stuffing-box *Lancaster et Tonge*.

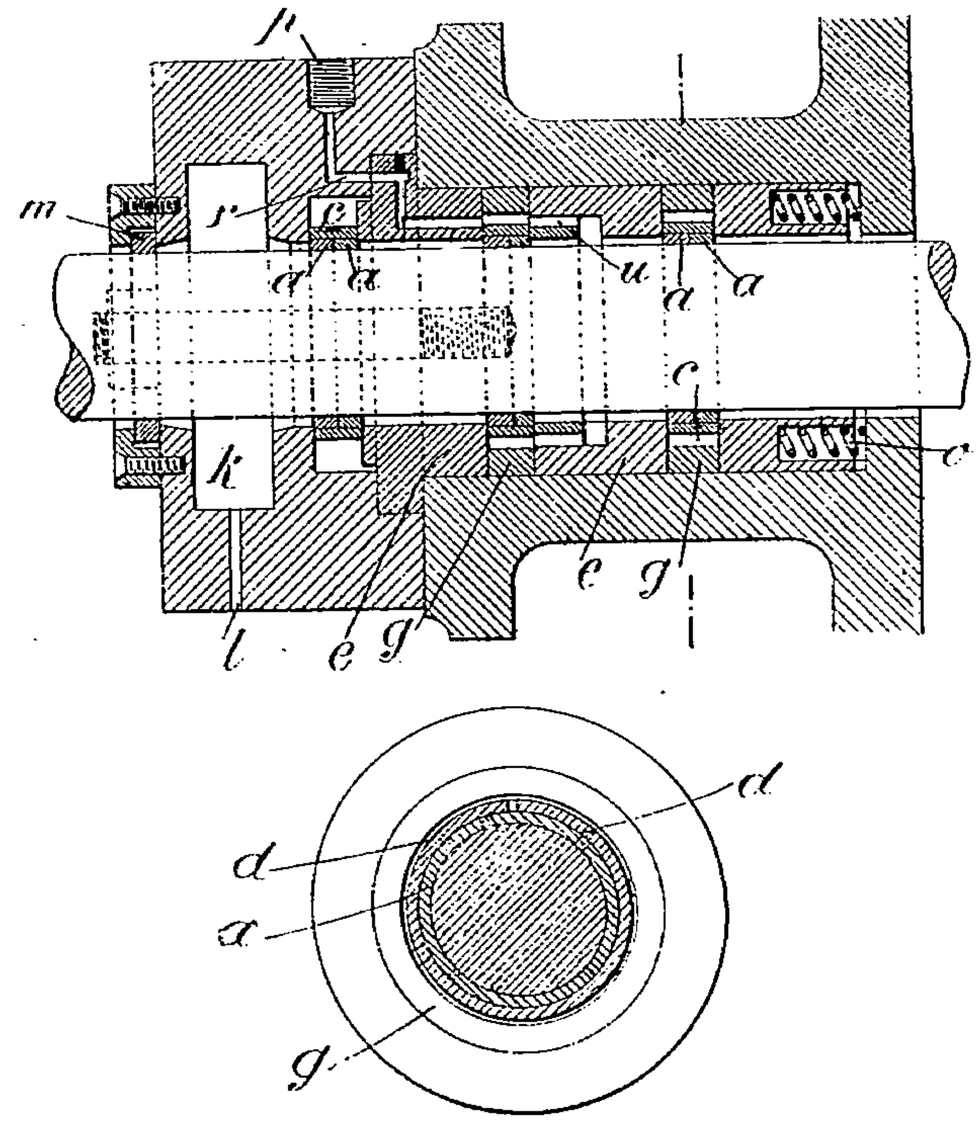


Fig. 34. — Stuffing-box *Dujardin*.

les anneaux auxiliaires 9 et 10. En fig. 36, les anneaux sont groupés en des manchons 11, écartés par des ressorts 12, et qui laissent à la tige une certaine liberté d'oscillation. Ce type de garniture évite toute discontinuité aux joints des anneaux, les anneaux n'y étant pas fendus et se serrant par

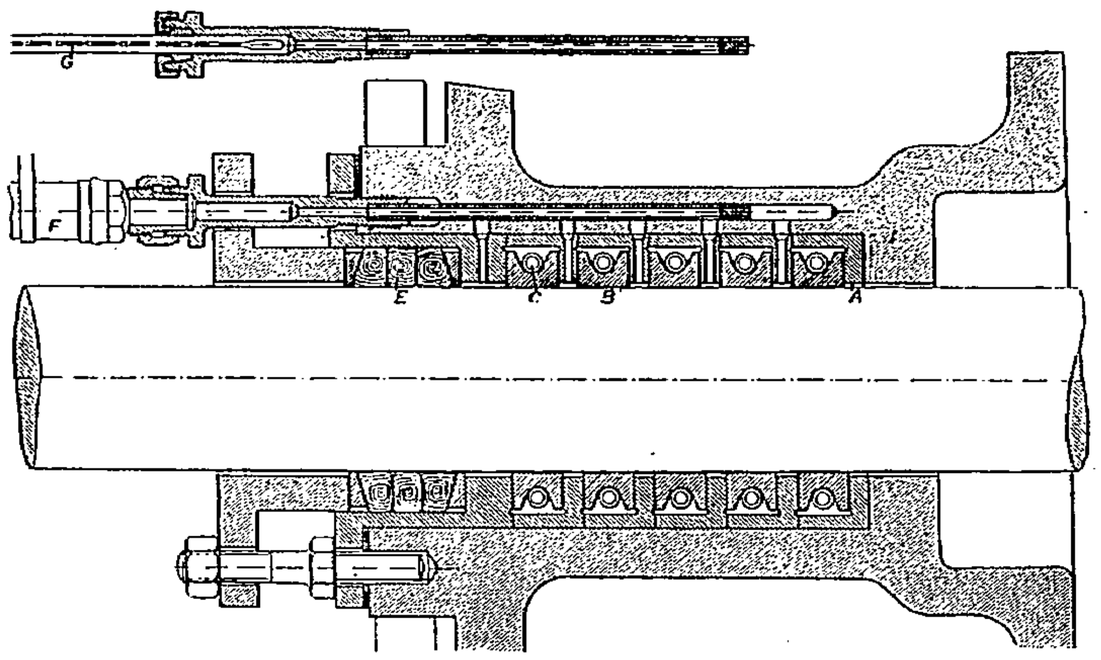


Fig. 35. — Stuffing-box *Proell*.

leur élasticité transversale. Construit par la *Antifriction Packing C°*, 14, Cook St., Liverpool. — **Les garnitures métalliques,** d'après M. **C. Longsteh** (*Engineering News, 6 août, p. 119*). Les meilleures sont celles du type conique oscillant, adoptées universellement sur les locomotives aux États-Unis ; rien d'autre n'y touche la tige (fig. 37) que les segments d'antifriction et la tige du

piston peut y osciller librement, le stuffing-box n'exerçant que le faible frottement nécessaire à son étanchéité, facile à assurer pourvu que la tige soit bien cylindrique ; leur durée moyenne est de 5 ans, après lesquels il suffit de renouveler l'antifriction. Avec les machines fixes, on emploie souvent les garnitures doubles (fig. 38) celle du fond faisant presque toute la besogne. L'antifriction est

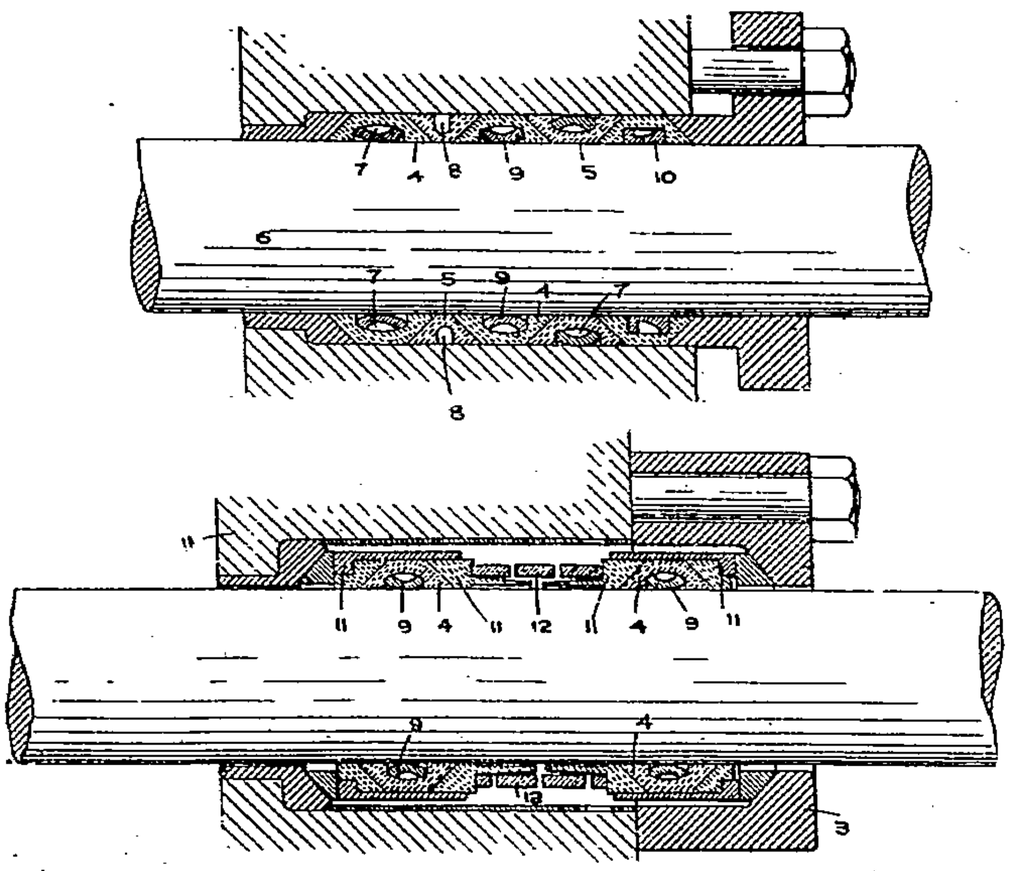


Fig. 35 et 36. — Stuffing-box *Foden*.

serrée et forcée dans l'anneau sphérique par la pression de la vapeur et des ressorts ; il s'adapte exactement à la tige et les joints de ses anneaux se ferment d'eux-mêmes par plasticité ; l'anneau sphérique ne doit avoir, sur la tige, qu'un jeu de 0 mm. 5 environ, pour ne pas laisser l'antifriction s'écouler.

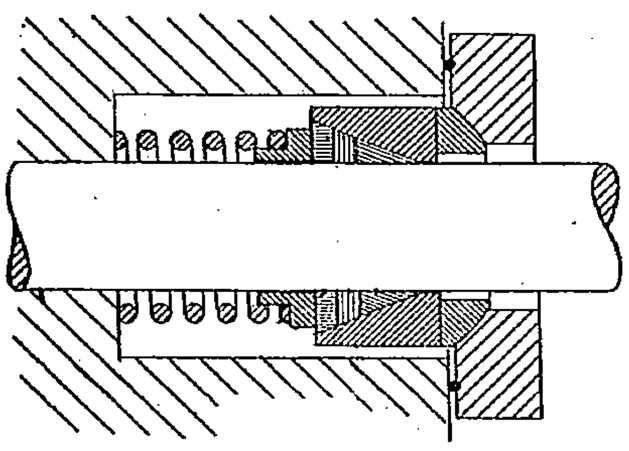


Fig. 37.

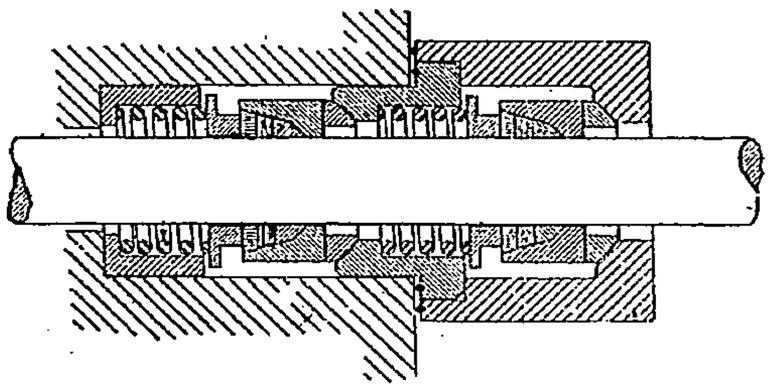
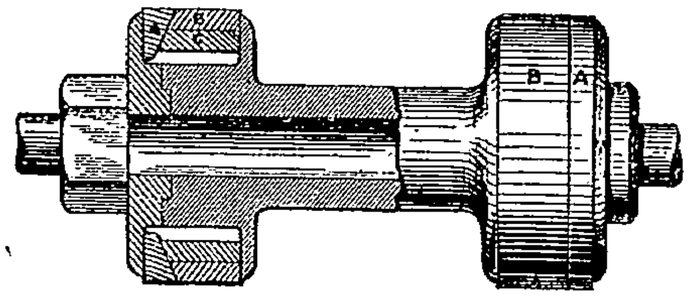


Fig. 38.

Avec les garnitures doubles, il faut graisser la garniture du fond par une injection d'huile. Dans tous les cas, la présence de l'eau dans la vapeur détruit rapidement les garnitures.

Piston Ward, Broad St. Lane, Sheffield (*The Engineer*, *23 octobre*, *p. 406*). Avec garniture composée (fig. 39) d'un anneau biseauté A, solide, non fendu, à frottement doux dans le cylindre, d'un



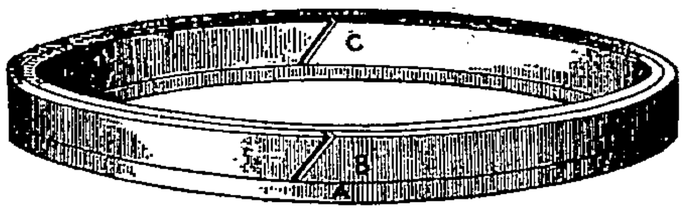


Fig. 39. — Piston *Ward*.

anneau B, au diamètre exact du cylindre et fendu, que le coin de A empêche de serrer trop, et d'un fort anneau C, formant ressort, coupé à l'opposé de B ; très simple, sans pièce de fixation, avec usure latérale gagnée automatiquement par le biseau de A ; donne une étanchéité parfaite avec un faible frottement.

Segments de pistons en fonte, d'après M. **C. H. Winglield** (*Engineering, 18 septembre, p. 400*).

La fonte prend, en général, un allongement permanent sous de très faibles charges, puis, à partir de cet allongement, et pour des charges beaucoup plus fortes, elle s'allonge proportionnellement à ces charges jusqu'à sa limite d'élasticité finale. Ainsi, tandis que, pour le fer, l'allongement est, dès l'origine, proportionnel aux charges, comme l'indique la courbe OC (fig. 40), la fonte s'allonge suivant la courbe OAB, et si, à partir de A, on retranche graduellement les charges, elle reprend sa longueur primitive, mais reste allongée de OD, et, après plusieurs essais, de OE, allongement permanent correspondant à la charge f^2. L'allongement ou la flexion d^2 correspond alors, avec cette fonte, non pas à un effort f^3, mais à f^2 seulement ; et réciproquement, si cette fonte doit conserver son élasticité pendant une déformation, il faut l'établir comme pour une déformation d^2. Les seg-

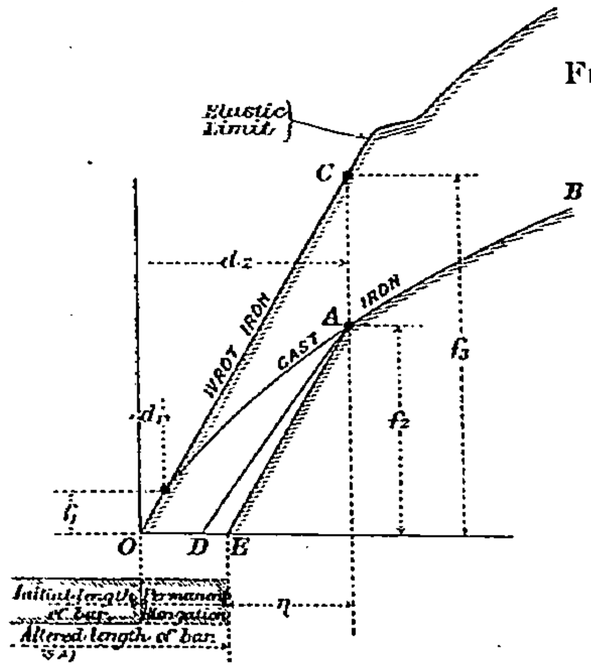


Fig. 40.

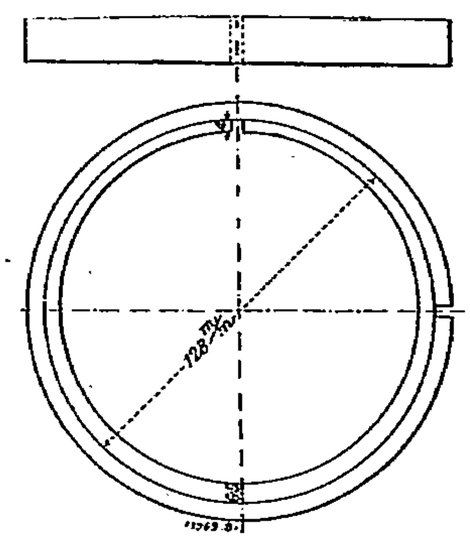


Fig. 41.

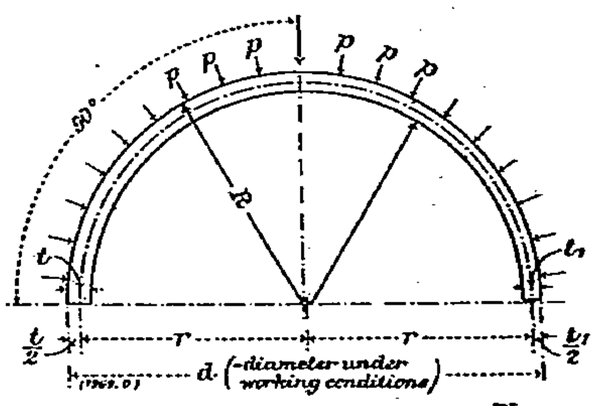


Fig. 42.

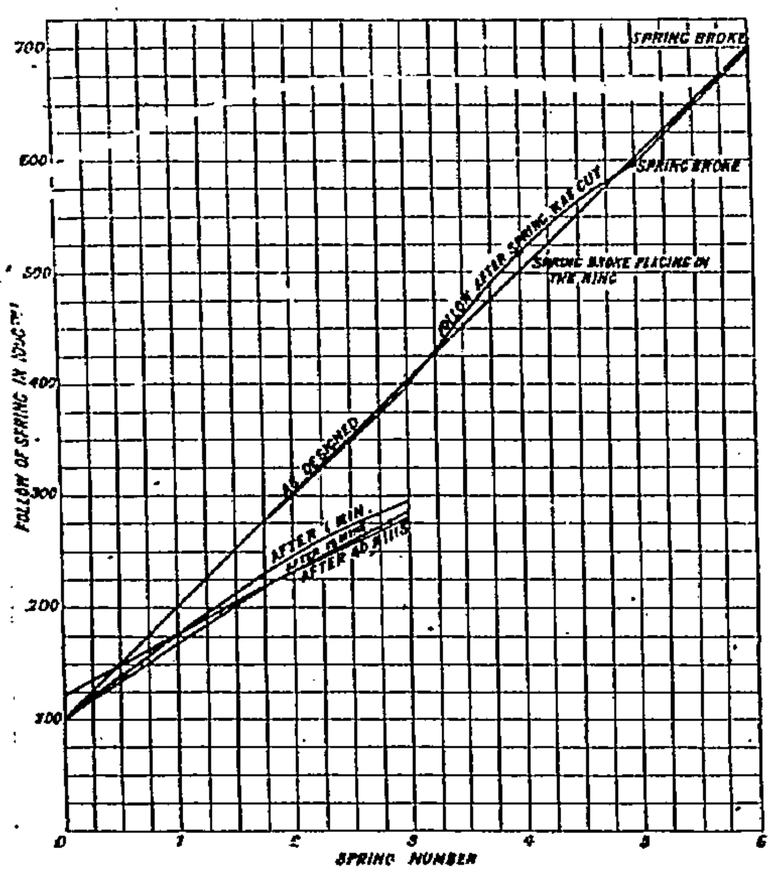


Fig. 43.

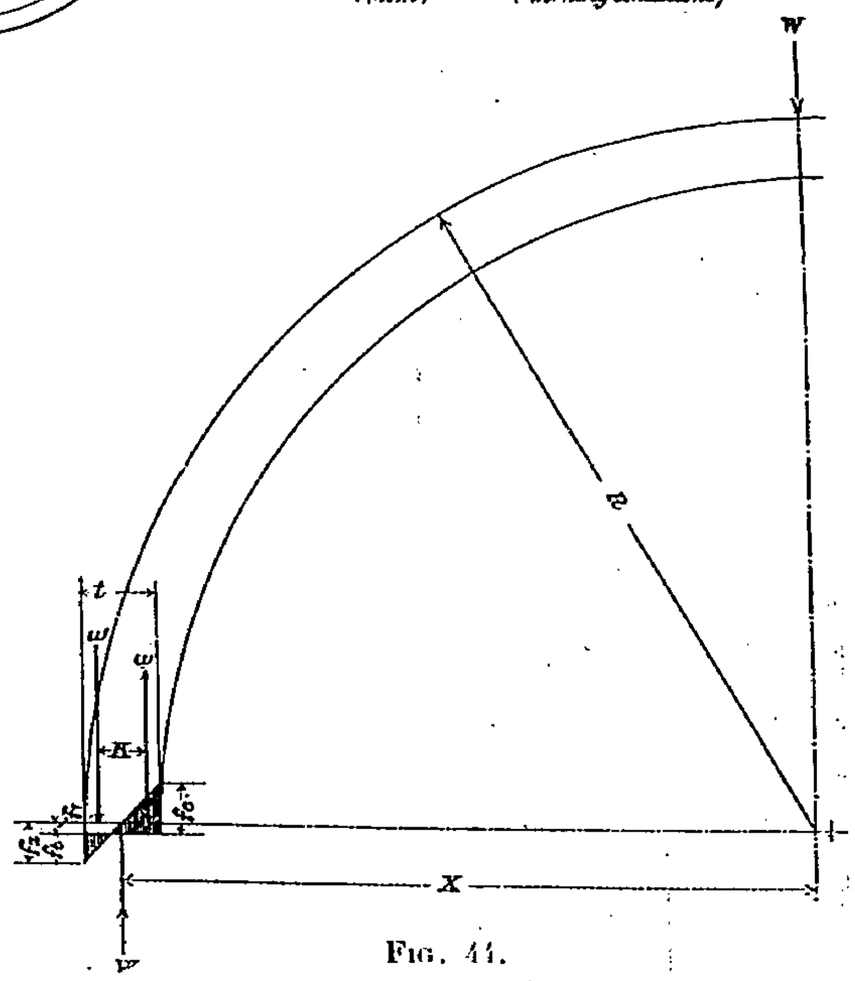


Fig. 44.

Fig. 40 à 44.

ments du type Ramsbottom (fig. 41) peuvent être considérés comme des lames se déformant proportionnellement à $a\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{R}\right)$, R et r étant les rayons moyens avant et après la mise du segment dans son cylindre. La garniture fig. 41 se compose d'un anneau extérieur d'épaisseur uniforme, fendu et du diamètre, exactement, du cylindre, et d'un segment intérieur comprimé de section variable, de manière à exercer une pression uniforme sur son enveloppe, dont il dépasse le diamètre d'une quantité appelée le « jeu » (en anglais « follow »). Des expériences exécutées sur de ces segments avec des jeux variant de 100 à $\frac{700}{1.000}$ de pouce (2 mm. 5 à 18 millimètres) pour un diamètre de 128 millimètres de l'anneau, ont donné les résultats indiqués par le diagramme fig. 43 et le tableau ci-dessous. Dans ce diagramme, les courbes supérieures indiquent les jeux de construction théoriques

et réels après la coupure des segments, très peu différents d'ailleurs, et les courbes inférieures ces jeux après 1, 15 et 40 minutes de compression dans l'anneau de 128 millimètres. Ces courbes montrent que le segment prend en général très vite, après 15 minutes de compression, une déformation permanente, fonction de son jeu et qui le diminue; la connaissance de cette déformation permet de calculer le coefficient de sécurité correspondant. Par exemple, le tableau montre qu'un jeu nominal de $\frac{400}{1.000}$ de pouce, correspondant à un jeu réel de $\frac{215}{1.000}$, n'occasionne pas la rupture de segment; il en résulte qu'un jeu de $\frac{50}{1.000}$ de pouce correspond à un facteur de sécurité de $\frac{275}{50}$ ou de 5,5. Un segment de ce type, avec bouts écartés de 40 millimètres, peut être serré à bloc sans se rompre; les bouts ne s'écartent plus ensuite que de 30 millimètres, et on peut répéter indéfiniment cette compression sans altérer davantage cet écart; après cette déformation permanente, la fonte se comporte comme parfaitement élastique si l'on ne dépasse pas l'effort initial. Si, pour un segment en acier et non en fonte, l'on désigne, en pouces, livres et livres par pouce carré, par p la pression uniformément exercée sur tout le contour du segment, ces pressions radiales sont équivalentes à deux forces opposées W (fig. 42) égales chacune à pd livres; les forces moléculaires, en la section la plus épaisse de segment, et qui équilibrent W, peuvent se diviser en (a) une compression uniforme sur toute l'étendue de la section, égale à W, et s'exerçant au centre de la section (fig. 44) et (b) un couple wk égal et opposé à Wx; l'effort produit par la compression uniforme est de $W/s = f'$, s étant la section correspondante du segment en pouces carrés. Il modifie l'effort de flexion dû au couple Wx en augmentant l'effort de compression et en diminuant celui de flexion de f_2 à $f_2 - f_1$ (aire hachurée fig. 44) et $f_2 = Wx/z$, z étant le module de la section, rectangulaire dans ce cas. Pour un segment de largeur égale à l'unité dans le plan perpendiculaire au papier, on a $f_2 = \frac{6W\left(R - \frac{t}{2}\right)}{t^2}$ (2) d'où, d'après (1) et (2) $f_2 - f_1 = \frac{6WR - \frac{t}{2}}{t^2} - \frac{W}{t} = \frac{6WR - 4Wt}{t^2}$ (3) et, en remplaçant R par $d/2$ et W par pd; $f_2 - f_1 = pd\left(\frac{3d - 4t}{t^2}\right)$ (4). Soient P la pression radiale par pouce carré de la surface du segment comprimé comme en pointillés fig. 44, E son module d'élasticité, r le rayon comprimé $r = \frac{1}{2}\left(d - \frac{2}{t} + \frac{t_1}{2}\right)$, et p le rayon moyen non comprimé, on a $P = \frac{E}{24}\frac{t^3}{2^2}\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{p}\right)$ (5) et $P \times r/R = p$, pression par pouce carré de la surface extérieure actuelle du segment.

NUMÉROS des segments	DIAMÈTRE extérieur avant la coupe en pouces	LARGEUR de la coupe	DIAMÈTRE extérieur après la coupe	JEU théorique	JEU RÉEL	JEU RÉEL après une compression d'une minute	JEU RÉEL après 15 minutes	JEU RÉEL après 40 minutes	JEU RÉEL après 48 heures
1	5,236	0,86	5,235	0,2	0,199	0,171	0,170	0,166	0,168
2	5,335	1,17	5,334	0,3	0,299	0,246	0,232	0,232	0,230
3	5,433	1,48	5,429	0,4	0,396	0,291	0,287	0,280	0,275
4	5,512	1,79	5,527	0,5	0,515	Rompu avant d'entrer dans l'anneau.			
5	5,630	2,12	5,626	0,6	0,596	id.			
6	5,728	2,43	5,726	0,7	0,698	id.			

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS

Le Gérant : Vve Ch. DUNOD.

ÉTUDE SUR LE MOULAGE MÉCANIQUE

Par **P. Avaurieu**,

Professeur à l'École nationale d'Arts et Métiers de Lille.

La partie de l'art du mouleur que nous examinerons dans cette étude envisage exclusivement la confection des pièces en série. Les économies de main-d'œuvre réalisées avec cette méthode de travail lui ont donné un essor tellement considérable que presque tous les fondeurs ont adjoint à leur production quelques séries de pièces à répétition dont ils se sont fait une spécialité, on peut même dire que, chez bon nombre d'entre eux, ces dernières forment la base de leur fabrication.

A un autre point de vue, il est facile de se rendre compte que les conditions de travail actuelles imposent cette spécialisation ; les usinages mécaniques sont exclusivement employés dans cette catégorie de pièces, et, pour que ceux-ci puissent donner le maximum d'économie, il est indispensable que les pièces brutes soient telles, que leurs formes permettent un finissage rapide.

Pour les pièces moulées, les deux conditions à remplir sont : 1° une grande netteté des surfaces ; 2° une rectitude des formes parfaite, permettant de réduire au minimum la quantité de matière à enlever. Pour la première condition, la qualité des sables employés joue un rôle très important, et, à ce point de vue, certaines régions sont favorisées ; la réputation des moulages des Ardennes, par exemple, est due pour une large part aux qualités particulières des sables que l'on y trouve, mais les progrès réalisés dans la préparation des sables de moulage ont permis aux fondeurs désireux d'arriver à un résultat, d'obtenir, avec des mélanges bien étudiés, des sables d'un prix assez peu élevé et répondant aux conditions nécessitées par leur genre de fabrication.

Les deux qualités que doivent remplir les sables de moulage sont : 1° une adhérence suffisante pour que les moules qu'ils servent à former puissent résister aux pressions que subissent ces derniers, c'est ce que les fondeurs appellent le *corps* du sable ; pour les pièces minces, le corps nécessaire est moindre que pour les pièces épaisses. Les modèles de formes capricieuses nécessitent, à égalité d'épaisseur, des sables ayant plus de corps que les pièces simples ; 2° une finesse de grains suffisante pour permettre de relever exactement des empreintes délicates. Ces qualités se reconnaissent au toucher avec un peu d'expérience, mieux que ne pourrait les déterminer une analyse, et on arrive assez rapidement, après quelques essais, à déterminer les proportions dans lesquelles doivent être mélangées les matières dont on dispose.

Les sables ne sont jamais employés à l'état naturel, et peu ou pas utilisés purs ; on les mélange à une quantité de sable ayant déjà servi, qui varie de 2/3 à 4/5 suivant les épaisseurs des pièces, et on y ajoute une faible quantité de houille, 1 à 4 p. 100, pour favoriser le décapage ; les pièces épaisses demandent plus de houille que les pièces minces, dans lesquelles il est avantageux de n'en prendre que le moins possible.

La préparation des sables de moulage comprend cinq opérations successives : 1° le séchage du sable de carrière ; 2° le mélange de celui-ci avec le sable ayant déjà servi et la houille, dans les proportions voulues ; 3° le broyage et le tamisage du mélange ; 4° le mouillage et le malaxage ; 5° l'opération qui a pour but de diviser le sable et de lui donner la finesse de grains nécessaire.

L'étude complète des divers outils propres à exécuter les diverses opérations précitées, nous obligerait à dépasser le cadre de notre étude, nous nous bornerons à décrire sommairement le type de sablerie qui nous paraît le plus recommandable.

Le séchage du sable de carrière est obtenu, dans les installations de faible importance, en le disposant en couche épaisse, dont la partie supérieure est damée au-dessus du ciel de l'étuve; cette méthode donne peu de sable séché et nécessite, dans presque tous les cas, des manutentions coûteuses; de plus, le damage de la partie supérieure ne répond à aucun but. Il résulte d'expériences que nous avons exécutées avec un sécheur du type fig. 1, que la quantité maximum de sable séché est obtenue en disposant sur les plaques en fonte recouvrant les conduits A une épaisseur de sable de 4 à 6 centimètres suivant son degré d'humidité, le sable étant constamment remué, le damage de la partie supérieure rigoureusement interdit. La chaleur fournie par le foyer de la fig. 1 peut être remplacée, pour cette opération, par les flammes perdues des fours à émailler ou à recuire, lorsque les usines en possèdent. Nous avons vu employer au séchage la vapeur d'échappement des

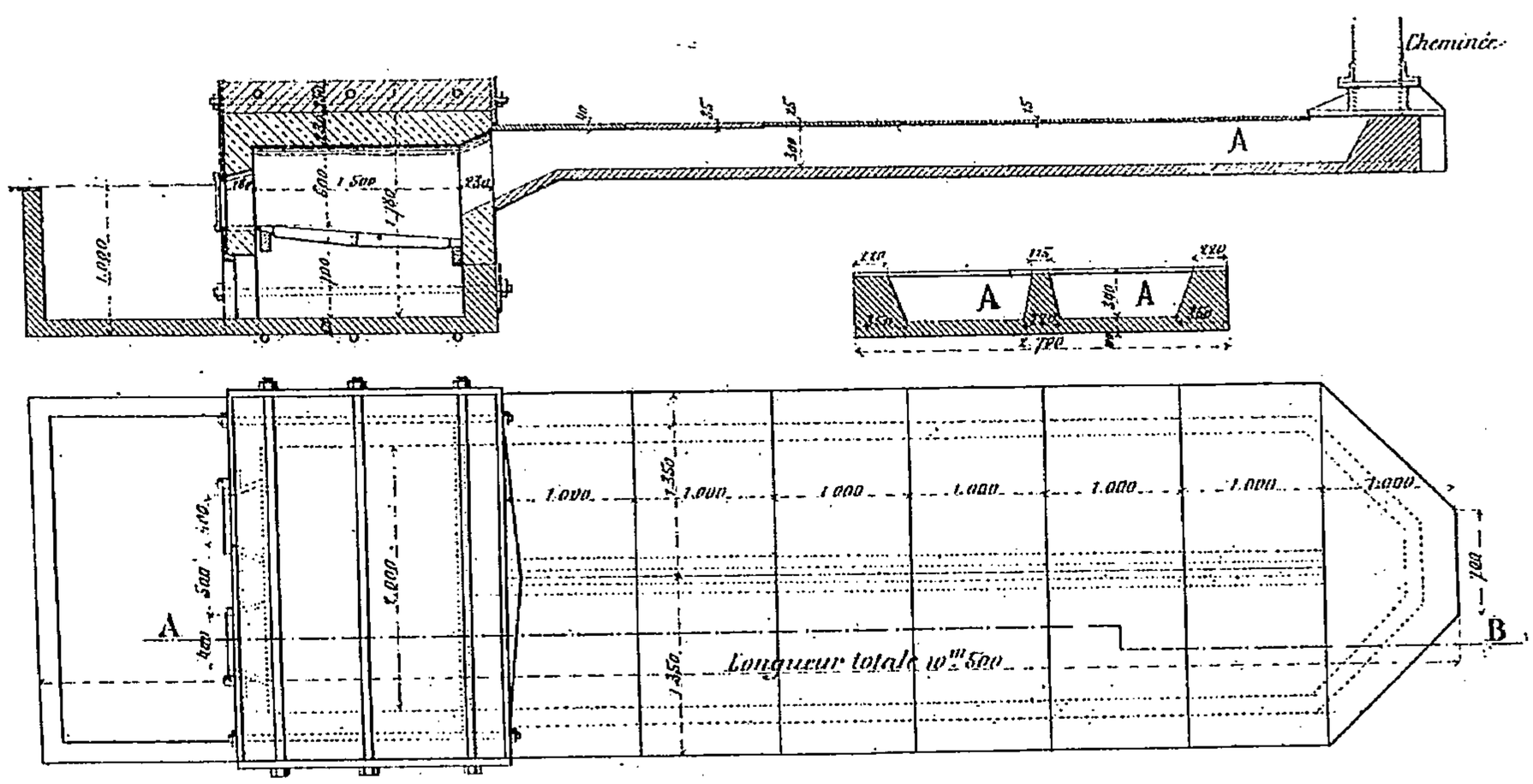


Fig. 1. — Sécheur.

machines; on la fait pour cela passer dans des caisses métalliques sur la partie supérieure desquelles est étalé le sable en couche mince, mais nous pensons, étant donnée la faible quantité de sable séché, qu'il y a mieux à faire des vapeurs d'échappement; d'ailleurs, sauf dans les établissements très importants, le moteur ne fonctionne que périodiquement, et les ouvriers employés à sécher le sable sont pendant ce temps occupés aux appareils de fusion.

Le damage du sable, avec le sécheur fig. 1, occasionne la brûlure rapide de la partie en contact avec la paroi chaude, et il faut remarquer que le sable brûlé doit être retiré soigneusement des mélanges, car il forme isolant et atténue le corps du sable, c'est en outre une perte sèche.

Le sable séché est ensuite additionné de vieux sable et de houille dans les proportions voulues, et subit les opérations successives que nous avons indiquées. L'un des appareils les mieux compris et qui permet de réunir le plus grand nombre d'opérations est celui représenté fig. 2.

Le mélange est lancé à la pelle sur une toile métallique K, recouvrant la caisse infé-

rieure de la noria J ; cette toile métallique a pour effet d'arrêter les particules de fonte, bavures ou gouttes qui se rencontrent dans les sables ayant déjà servi, la noria élève le sable dans une cuvette en fonte trempée B, dans laquelle roule une meule également en fonte trempée A. Le sable broyé est pris dans la cuvette par un ramasseur circulaire à becs mobiles G, qui le répand sur un tamis conique E, recevant un mouvement rectiligne alternatif de la came *c*, fixée sur l'axe O ; les secousses successives produites par ce déplacement du tamis activent le tamisage.

Le sable tamisé est recueilli par une trémie G, qui le déverse sur une toile de transport H, qui le conduit à l'extérieur de l'enveloppe de l'appareil ; cette toile est placée à une

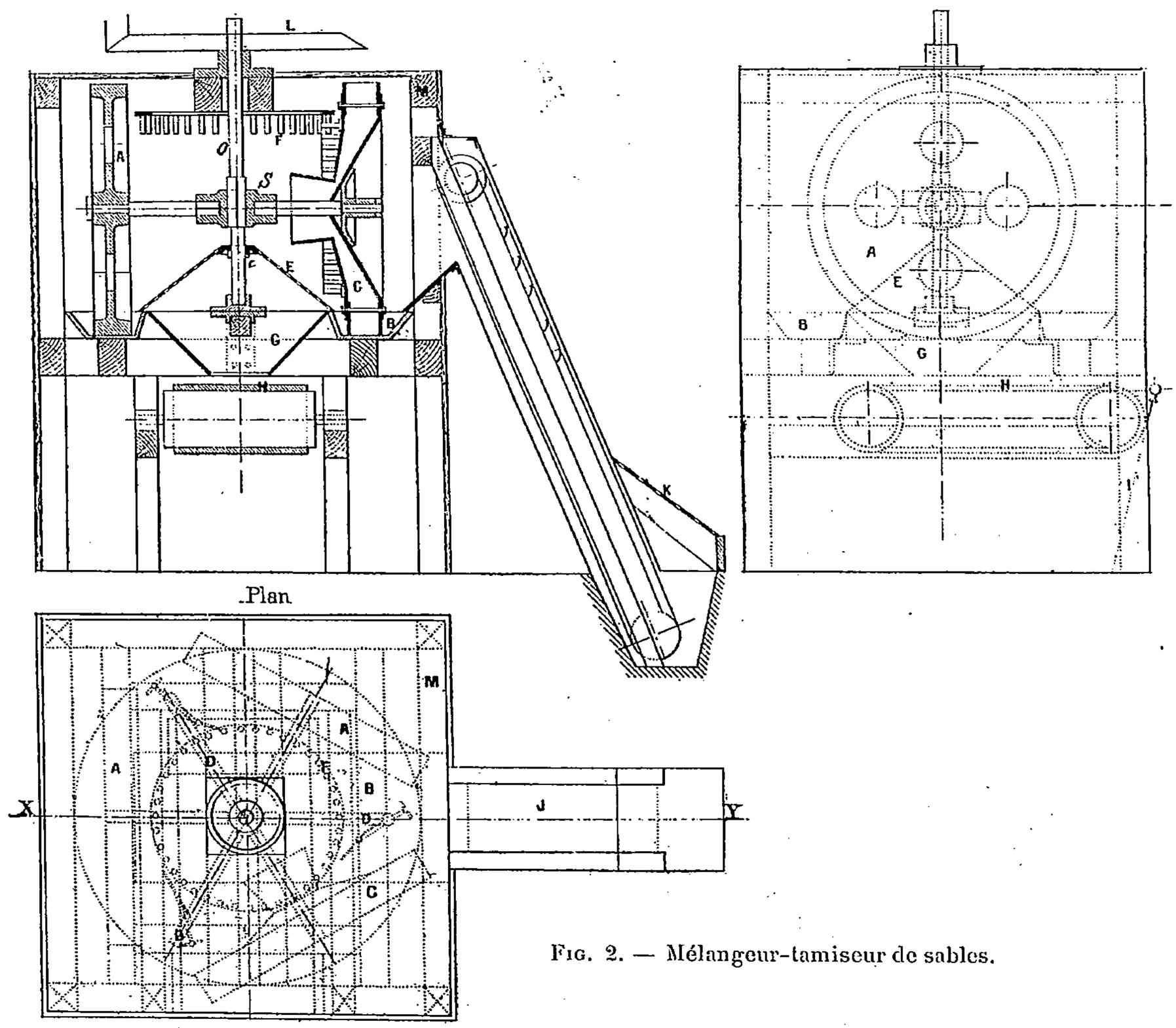


Fig. 2. — Mélangeur-tamiseur de sables.

distance de 1 m. 20 à 1 m. 50 du sol, et le mouillage du sable est effectué pendant sa chute au moyen d'un filet d'eau, pulvérisé par un souffleur à air comprimé ou par un jet de vapeur. Cette grande division de l'eau permet d'humecter régulièrement les diverses parties du sable, par suite, de n'employer que le minimum d'eau nécessaire, et il est utile de remarquer que les sables les moins mouillés, pour un corps voulu et une même quantité de sable de carrière dans le mélange, sont les plus recommandables tant pour l'aspect des pièces obtenues que pour leur qualité. Avec des sables trop humides ou dans lesquels on rencontre des parties boueuses, ce qui arrive fréquemment quand le mouillage est fait par un ouvrier, on s'expose à des soufflures dues à l'augmentation du volume des vapeurs à évacuer du moule pendant la coulée de la pièce.

Le sable ainsi humecté est passé dans un malaxeur, qui a pour effet de brasser énergiquement les diverses parties, ce qui régularise le mouillage et développe le corps du sable ; cette opération est faite dans des appareils désignés sous le nom de tonneaux, la fig. 3 en représente un type.

Un cylindre en tôle disposé verticalement repose sur trois pieds de 25 à 30 centimètres de hauteur, un arbre vertical supporté par la traverse B, tenue par le chevalet C, est muni

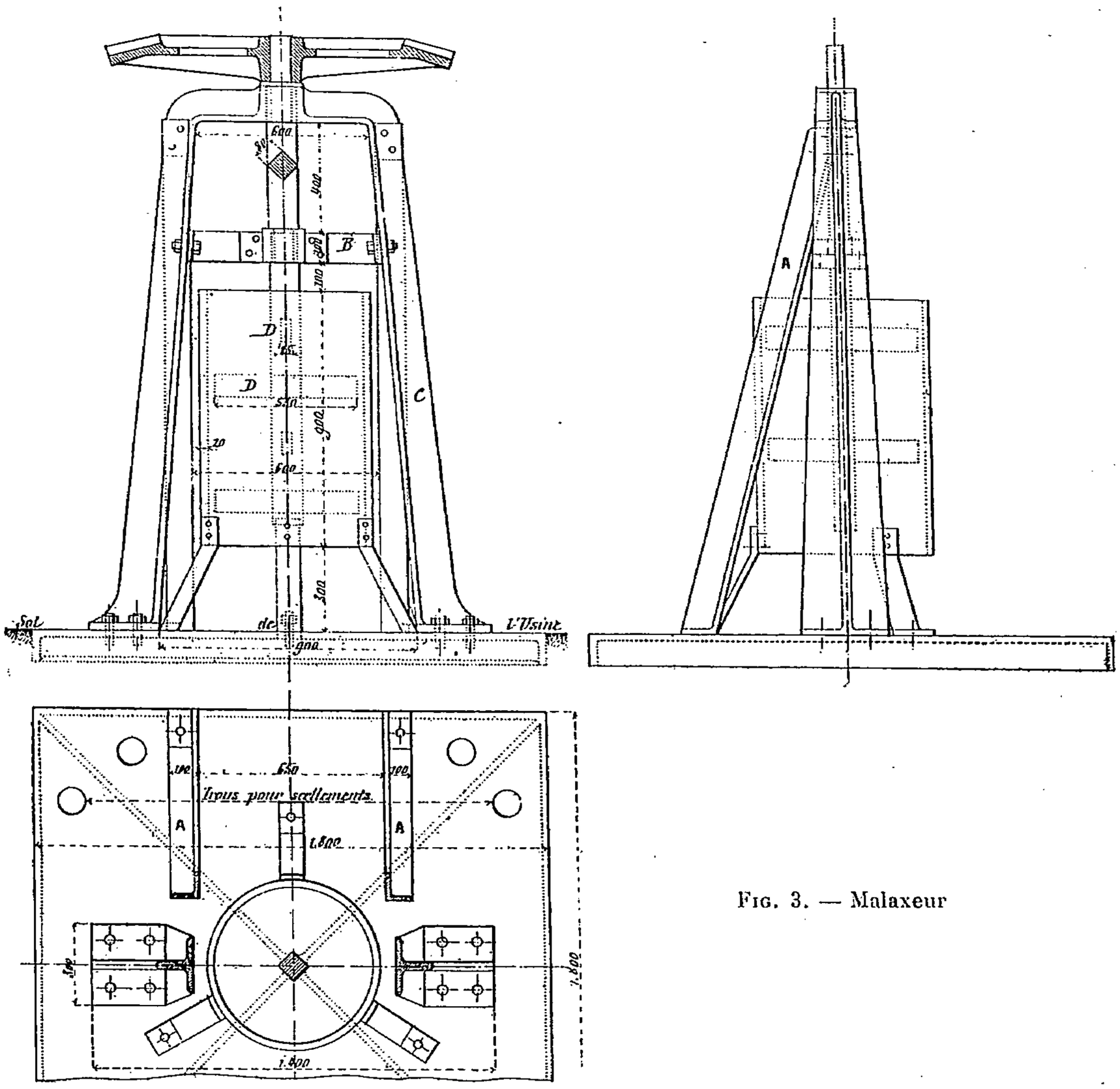


Fig. 3. — Malaxeur

de 3 ou 4 palettes plates D, placées dans des plans perpendiculaires ; cet arbre reçoit un mouvement de rotation d'une roue conique placée à sa partie supérieure. Le sable est mis à la pelle à la partie supérieure du cylindre et recueilli malaxé à la partie inférieure ; deux jambes de force A raidissent le chevalet. Le tout est posé sur une plaque de fondation qui favorise le jeu des pelles.

Le malaxage terminé, le sable est passé dans un diviseur qui lui donne le degré de finesse voulu ; on emploie pour ce travail des diviseurs à rouleaux ou préférablement des appareils à broches.

L'un des plus employés, représenté fig. 5, est du type Carr, que l'on rencontre fréquemment dans les fabriques d'agglomérés pour la pulvérisation des houilles et du brai.

Deux plateaux circulaires A et B, calés sur deux arbres concentriques, sont munis

chacun de deux rangées de broches cylindriques ; ces deux plateaux tournent en sens contraire à une vitesse qui varie de 4 à 700 tours. Les deux plateaux sont placés dans une enveloppe en tôle ouverte à sa partie inférieure, et le sable introduit par la trémie C est recueilli, divisé à la partie inférieure.

Cet appareil prend très peu de puissance et donne de très bons résultats; le sable a un toucher laineux et une très grande finesse de grains, qui le rendent très propre au moulage de toutes sortes de pièces délicates.

Un deuxième facteur intervenant pour la netteté des pièces est la régularité dans la serre du sable, car on conçoit facilement que les parties de moule manquant de cohésion

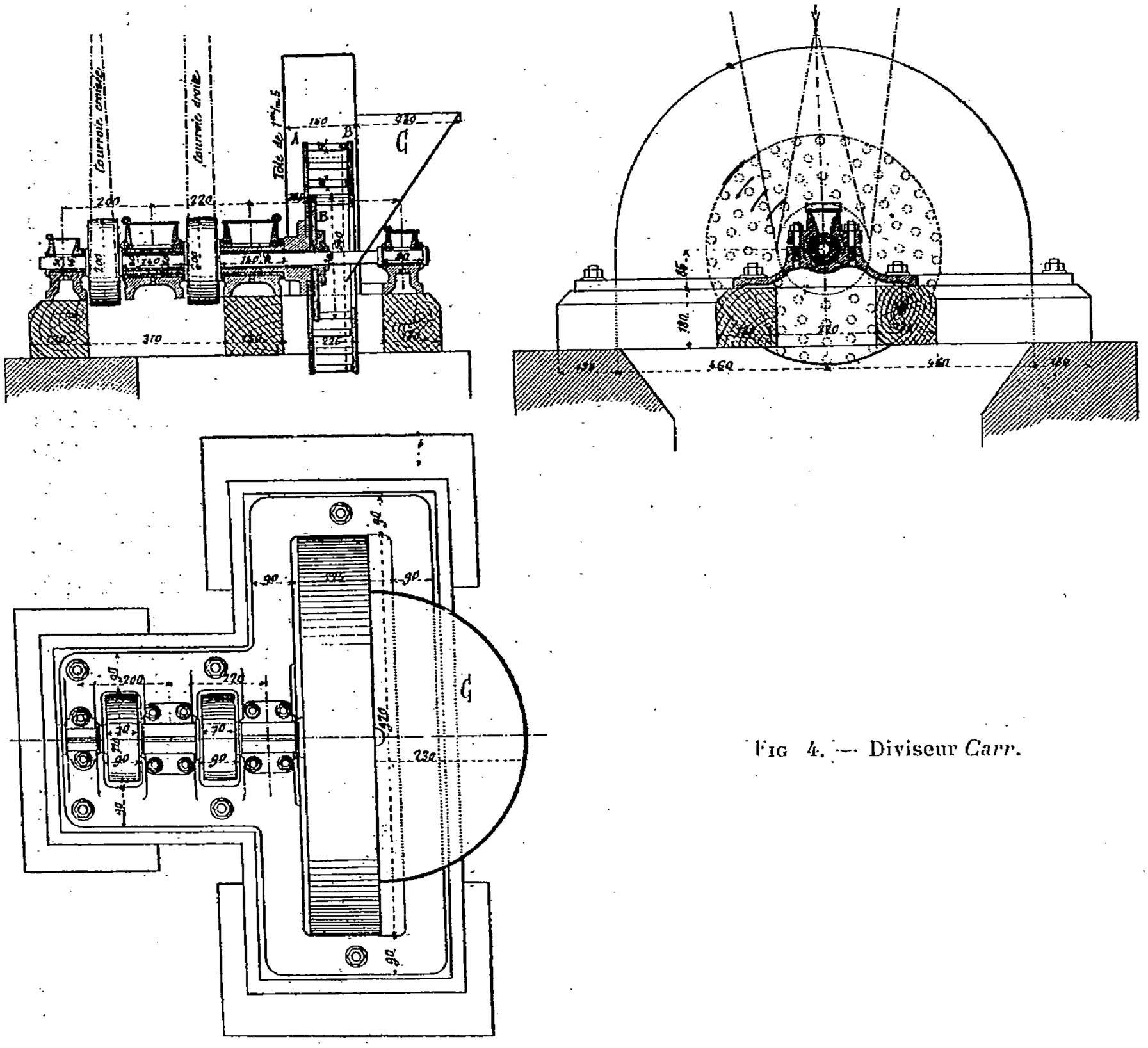


Fig 4. — Diviseur *Carr*.

se déforment sous l'effet de la pression du métal. Cette déformation se traduit par des parties rugueuses, quelquefois même des bosses; ces inconvénients sont évités par l'habitude des ouvriers, et comme le serrage du sable est chose relativement facile à exécuter à la main, on arrive assez rapidement à mettre des ouvriers non mouleurs de profession au courant de cette opération.

Nous examinerons dans la suite divers types de machines à serrer le sable des moules; aucune d'elles n'exécute ce travail d'une façon complète, et celles combinées pour supprimer le serrage préalable à la main du sable placé autour du modèle sont beaucoup trop compliquées pour être pratiques.

La deuxième condition que doivent remplir les pièces moulées est, à notre avis, la plus importante ; pour ne laisser sur les parties travaillées que la quantité minimum de matière en excès, il est absolument nécessaire que toutes les pièces obtenues avec un même modèle aient rigoureusement les mêmes dimensions.

Or cette rectitude des formes ne peut être obtenue, si tout le moule est exécuté à la main, qu'en employant de très bons ouvriers ; mais les exigences de ces derniers dépassent trop souvent ce qui peut être attribué à l'exécution de ce genre de travaux. On a donc été conduit à supprimer par des moyens variés tout ce qui, dans la confection du moule, demande un peu d'art, afin de pouvoir faire exécuter ces moules par des manœuvres.

Le moulage d'une pièce quelconque comporte cinq opérations successives :

1° La mise sur couche du modèle et la confection du joint ;

2° Le serrage du sable des diverses parties formant le moule ;

3° Le démoulage, qui consiste à retirer le modèle du sable ;

4° Le découpage des canaux d'amenée du métal dans le moule, le retouchage des parties détériorées en retirant le modèle, travaux que nous résumerons sous le nom de *raccordage*, en y comprenant la mise, sur les parties de moule baignées par la fonte, d'une légère couche de charbon de bois pulvérisé pour favoriser le décapage ; ce dernier travail est fait au moyen d'un sac de toile grossière, rempli de charbon de bois, que l'on secoue au-dessus du moule, et ne présente pas de difficulté ; l'excès de poussière de charbon est enlevé au soufflet ;

5° La fermeture du moule et la mise en place pour la coulée.

Les opérations n°s 1, 3 et 4 sont les plus difficiles à exécuter et jouent un rôle très important pour la rectitude des formes. Pour mettre en évidence les différents procédés que nous examinerons par la suite, nous allons décrire le moulage à la main par les moyens ordinaires d'une pièce simple. La fig. 5 représente la pièce à obtenir, les fig. 6, 7, 8, 9, les opérations successives. En fig. 6, on a serré une partie de moule sur laquelle l'ouvrier dispose le modèle, et on a marqué le plan de séparation des deux parties du moule ; la partie A est appelée fausse partie ou couche, le plan de séparation porte le nom de joint. Observons ici que le joint peut affecter la forme d'une surface gauche ; dans tous les cas, cette surface a pour directrices la ligne de séparation des dépouilles sur le modèle et les bords du châssis ; la génératrice peut être une ligne droite, brisée, ou courbe suivant les pièces. Il est, dans tous les cas, recommandable de ménager une surface plane tout autour du modèle, le serrage du sable dans un angle aigu, présentant des difficultés assez grandes.

En fig. 7, on a serré une partie du moule, celle inférieure. Dans la fig. 8, on a retourné le tout et enlevé la fausse partie, on rectifie le joint si cela est nécessaire, et après avoir disposé à leur place les coulées et les évents, et répandu un isolant sur le joint, on a serré la partie supérieure. On secoue ensuite le modèle entre les deux parties au moyen d'une barre placée dans un trou ménagé dans le modèle, sur laquelle l'ouvrier donne quelques petits coups. Remarquons à ce sujet que cette opération, appelée *ébranlage*, doit être faite avec soin et d'une façon très régulière, sous peine de déformer les différents moules de quantités différentes et d'avoir par suite des pièces de dimensions variées.

En fig. 9, on a retiré la partie supérieure et ensuite le modèle ; on a fait les retouches nécessaires : évasement des coulées, mise en place du noyau A, et le moule est fermé et prêt à couler. On comprend l'importance de l'exécution très exacte du joint de séparation des deux parties en faisant les remarques suivantes : ce joint doit suivre mathématiquement l'intersection des dépouilles, sous peine de provoquer des arrachures dans une des deux parties. Le modèle doit être placé bien de niveau, de manière qu'en soulevant la partie supérieure verticalement, les inclinaisons de certaines parties du modèle ne provoquent pas des détériorations, ce qui arriverait si le modèle était incliné sur la couche, la dépouille laissée aux parties verticales de ce dernier étant supprimée de ce fait, pour le

côté placé en bas. Ajoutons que, si le joint est bien en place, on pourra atténuer de beaucoup l'importance de l'ébranlage, et même le supprimer complètement pour les pièces en dépouille; pour celles à parois verticales, on supprimera complètement l'ébranlage au moyen d'un artifice que nous examinerons plus loin.

Couches et plaques modèles.

Pour les raisons qui précèdent, on a supprimé la confection du joint dans les moulages en série en se servant de blocs en bois, plâtre ou métalliques, exécutés de telle façon que

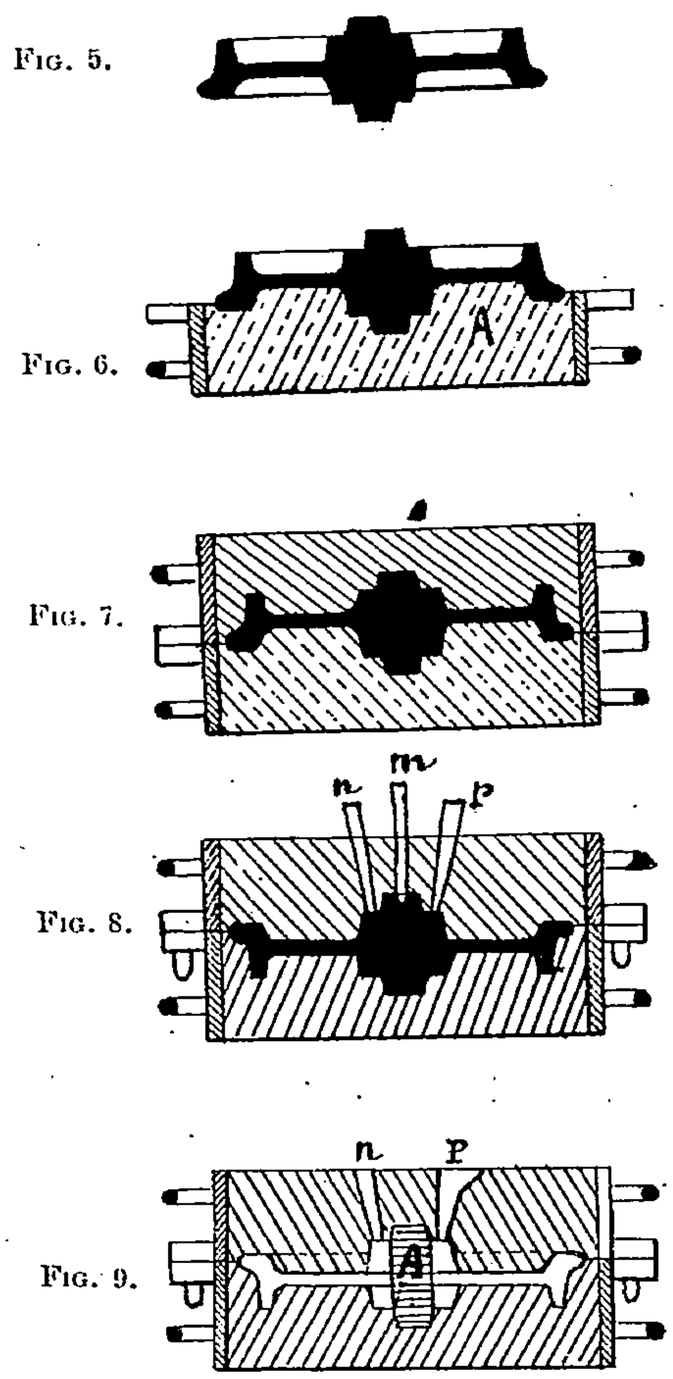


Fig. 5 à 9. — Moulage à la main d'une roue de wagonnet. *n* coulée. *p* Event. *m* barre d'ébranlage.

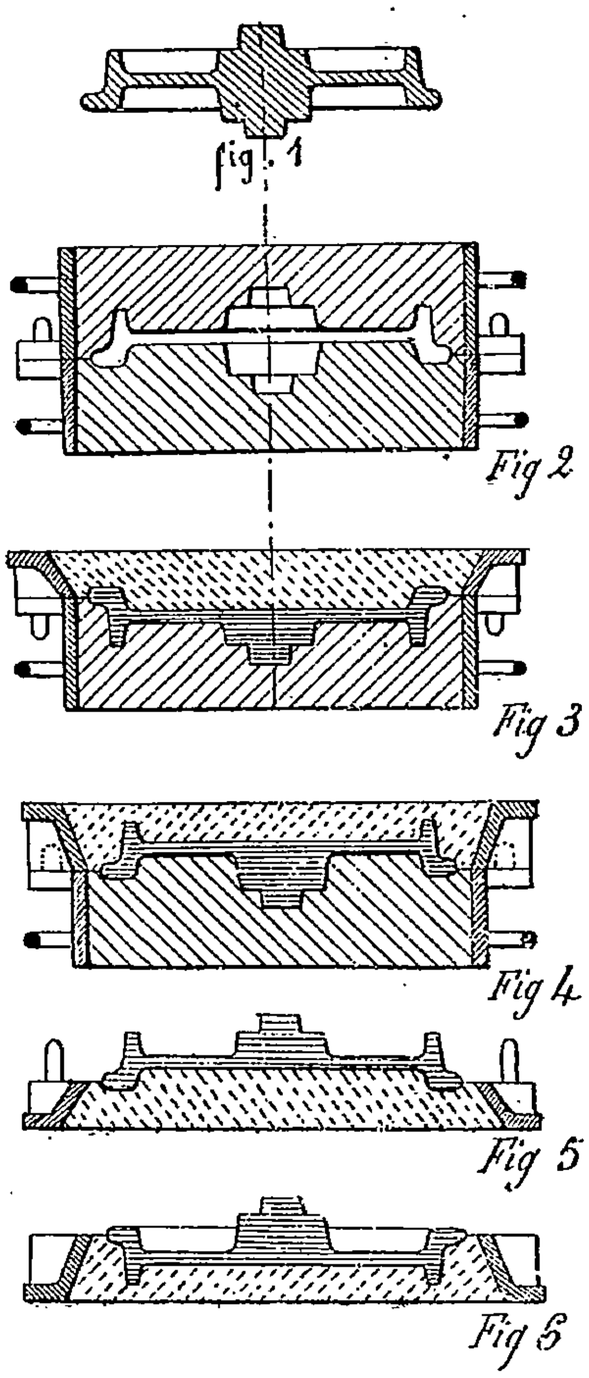


Fig. 10. — N° 1 à 6. Exécution des *couches* nécessaire pour le moulage de la roue, fig. 5 à 9.

lorsque le modèle est placé dessus, la séparation des parties soit marquée par la surface supérieure du bloc.

Dans les machines à mouler, on emploie deux blocs : un pour le demi-moule supérieur, l'autre pour celui inférieur; ces blocs sont dénommés *couches* lorsqu'ils sont en plâtre, *plaques modèles* lorsqu'ils sont en métal.

Les fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6 du dessin fig. 10 indiquent les opérations successives pour l'exécution des couches nécessaires pour mouler mécaniquement la roue de wagonnet fig. 1; en fig. 2, un ouvrier spécialisé pour ce genre de travail a fait un moule complet dans un châssis à faces de jonction rabotées; ce moule est établi avec soin, le plan du

joint étant parfaitement déterminé d'après la dépouille; ici c'est le milieu du boudin de la roue.

En fig. 3 et 4, on a disposé, dans chacune des parties du moule fig. 2, la partie de modèle correspondante; nous supposons que le nombre de pièces à exécuter est suffisant, pour motiver la fabrication de ces deux parties de modèle. On a placé au-dessus de ces parties les châssis qui doivent tenir les couches, et dont les formes varient suivant les constructeurs de machines, et on a coulé du plâtre dans ces derniers.

Dans les fig. 5 et 6, on a retourné l'ensemble des fig. 3 et 4 et retiré les parties de châssis tenant le sable; le joint a été convenablement nettoyé, les modèles restant sur les parties en plâtre, et on a obtenu ce qu'on appelle deux couches en plâtre. Les cadres en fonte qui les tiennent portent: l'un, les goujons servant à centrer le châssis sans goujons, l'autre, les trous dans lesquels viennent se placer les goujons de la partie qui en possède, et il est facile de comprendre que ces guides doivent être placés de façon que les deux parties de moule serrées une sur chaque couche correspondent parfaitement lorsque celles-ci sont assemblées. On arrive à ce résultat en perçant les oreilles des châssis de moulage et des cadres des couches au moyen de gabarits tracés avec soin.

On comprend également que, les joints étant parfaitement établis sur les couches, ceux du moule seront obtenus par un simple serrage de sable sur ces dernières, et que tout travail de retouchage sera supprimé.

Lorsque le nombre de pièces est moins important, le modèle qui a servi à faire le

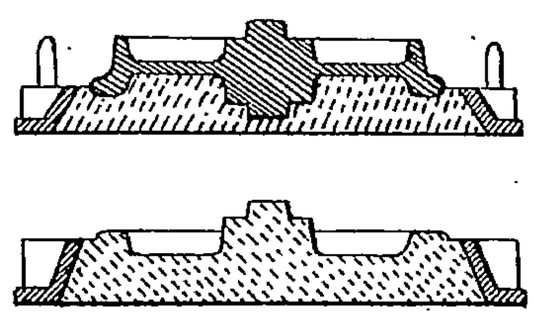


Fig. 11.

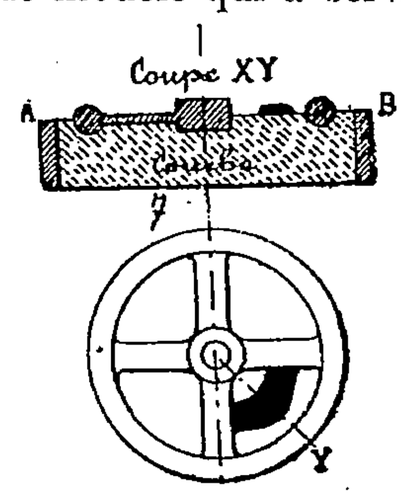


Fig. 13.

moule reste en entier sur une couche, l'autre partie de modèle étant simplement coulée en plâtre; c'est ce que représentent les fig. 11.

Une variante de cette disposition, qui est très recommandable, consiste à recouvrir la partie de couche en plâtre formant modèle d'une légère épaisseur de métal, les arêtes du modèle se conservent ainsi beaucoup plus longtemps ; on désigne ces couches sous le nom de couches munies de carcasses. Ces dernières se coulent en métal blanc faisant un très faible retrait; ces métaux sont composés d'étain, d'antimoine et de plomb; une légère addition de bismuth supprime complètement le retrait.

Les fig. 12 indiquent les opérations successives exécutées pour obtenir une couche avec carcasse : *a* représente le moule exécuté comme précédemment; en *b* et *c*, on a serré dans chacune des parties de ce moule une partie en sable, en ayant soin de ne pas déformer l'empreinte. En *d* et *e* on a découpé sur ces dernières une épaisseur de 4 à 5 millimètres; en *g* et *h* on a fermé les moules après ce découpage et coulé du métal blanc dans le vide formé; en *i* et *j* on a retiré les parties supérieures et, après avoir nettoyé le joint, la carcasse restant sur les parties inférieures, on a placé au-dessus de celles-ci les cadres qui doivent tenir les couches, et coulé du plâtre dans ces derniers. En fig. *k* et *l* les deux couches munies de leurs carcasses sont retournées, le joint convenablement nettoyé; elles sont ainsi prêtes à être utilisées. La partie teintée en noir indique la forme de la carcasse.

Les couches ainsi obtenues sont de beaucoup préférables à celles fig. 11, mais la confection de la carcasse métallique augmente les difficultés d'exécution. Cette dernière opération est quelquefois appelée *tirage d'épaisseur*, et peut être exécutée de façons différentes, suivant la forme des pièces[1].

Dans la pièce prise comme exemple, les coulées sont placées directement sur la pièce elle-même, le découpage des canaux d'introduction du métal est ainsi supprimé; quand les

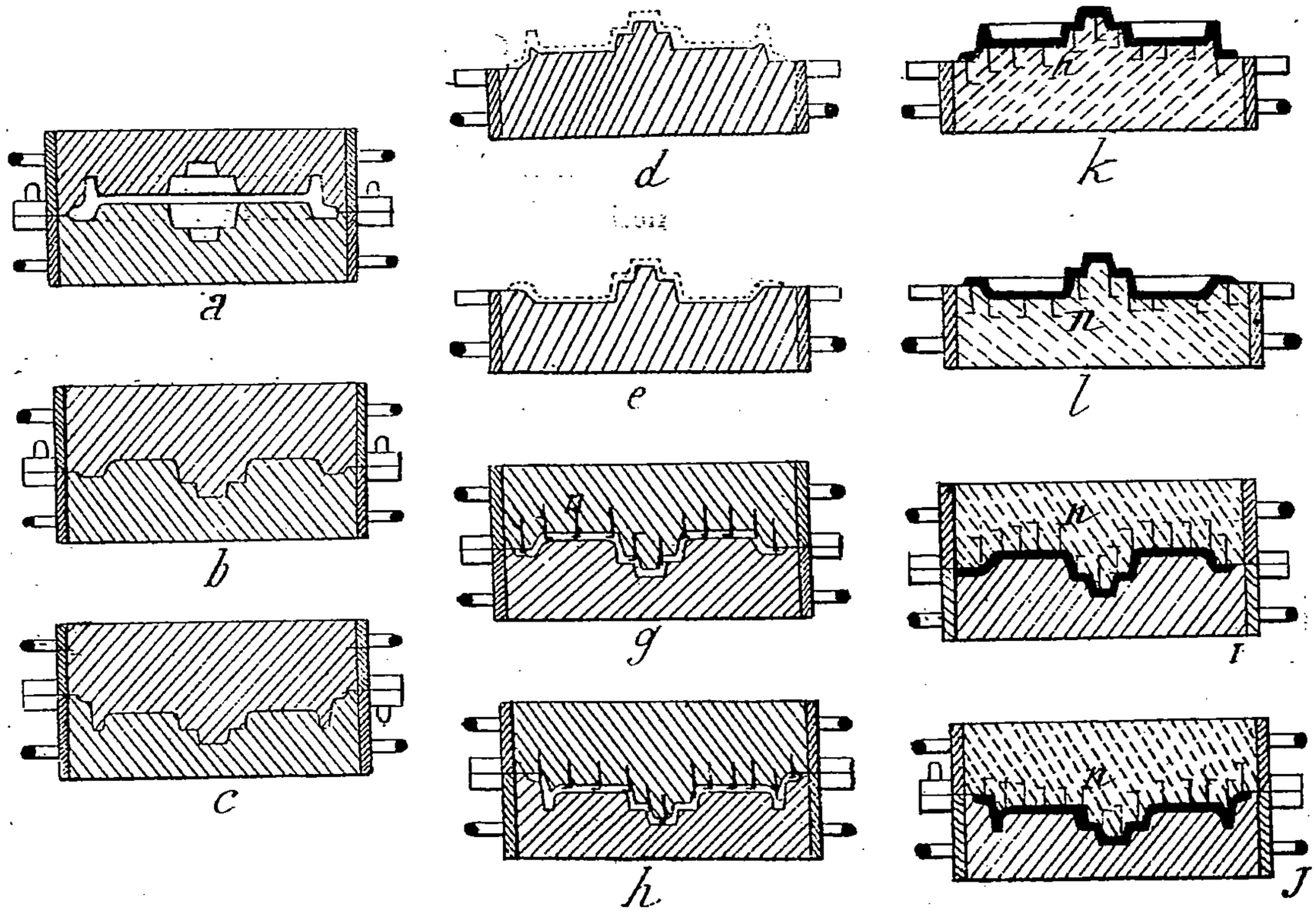


Fig. 12.

En coulant les carcasses en *g* et *h*, on place dans le moule des crochets de mouleur dont les têtes sont noyées dans le métal coulé. L'extrémité de ces crochets est recourbée avant de couler la couche, et ils rendent ainsi la carcasse solidaire de la couche.

pièces nécessitent des coulées à talon, on évite le découpage en disposant sur la couche en plâtre un petit jet en plomb coulé dans le moule *a* avant de retirer le modèle, les canaux sont obtenus ainsi tout faits par un simple serrage de sable. La fig. 13 indique cette disposition sur une couche pour le moulage d'un petit volant, l'autre couche peut être en plâtre si on ne possède qu'un modèle, la partie teintée en noir indique la forme du jet en plomb.

Plaques modèles.

Les couches en plâtre, même munies de carcasses, se détériorent à la longue et exigent des réfections périodiques; on supprime cet inconvénient en employant des plaques modèles; celles-ci sont en deux pièces. Lorsque chaque partie de modèle est placée sur une plaque spéciale, on les exécute aussi en une seule pièce, et nous désignerons cette dernière sous le nom de plaque à deux faces. Elle est surtout employée avec le moulage

1. Voir, pour plus de détails, le *Bulletin de la Société des anciens élèves des Arts et Métiers* de juin 1903. — Mon « *Étude sur le moulage des pièces minces* ».

à la main, et dans les machines à fouler le sable au moyen d'une membrane élastique que nous examinerons plus loin.

Les plaques en deux pièces sont quelquefois formées en fixant sur des plaques de fonte dont les deux faces sont dressées des moitiés de modèle ; dans le cas d'un petit volant par exemple, les deux demi-modèles sont fixés chacun sur une plaque comme il est indiqué fig. 14 ; sur l'une d'elles, on fixe une coulée en plomb, de façon à éviter tout travail de découpage.

Le procédé ci-dessus peut être appliqué seulement aux pièces pour lesquelles le plan du joint est un plan de symétrie ; pour les autres, on conçoit facilement que le façonnage de la plaque porte-modèle serait très coûteux. On peut dans ce dernier cas obtenir les deux plaques modèles par le procédé de moulage suivant :

On prépare deux châssis à faces de jonctions rabotées et rigoureusement interchangeables ; un ouvrier spécialisé serre sur un marbre une des parties sans goujons, et place sur cette partie retournée le modèle de façon que le joint affleure au niveau supérieur du châssis. Il dispose autour du modèle les quatre moitiés évidées *c* des repères fig. 15, qui

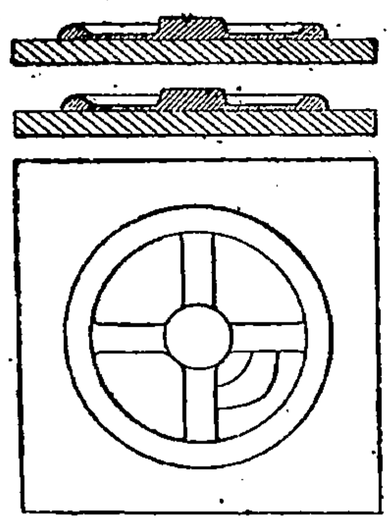


Fig. 14.

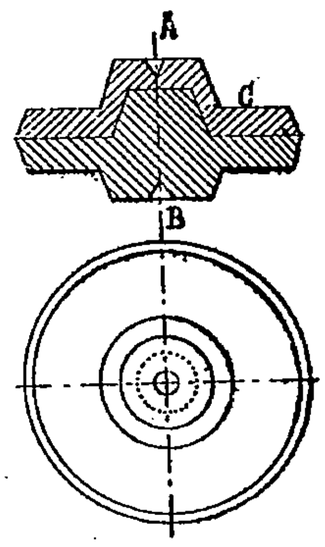


Fig. 15.

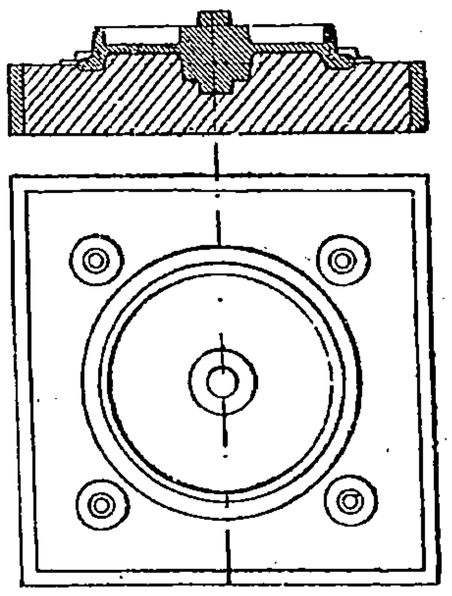


Fig. 16.

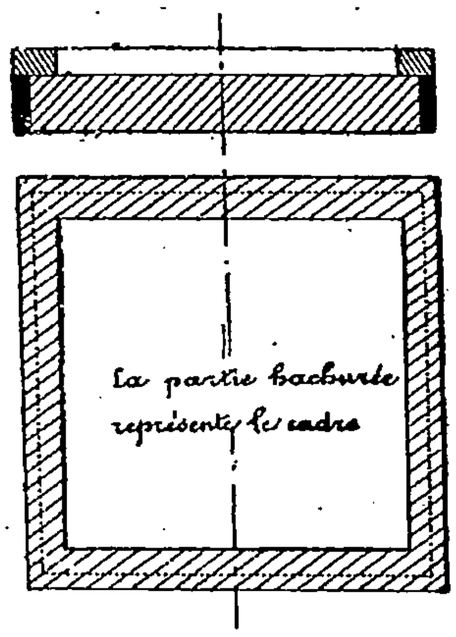


Fig. 17.

sont exécutés au tour de façon que l'axe AB, soit perpendiculaire au plan MN et serre un demi-moule sur la fausse partie ainsi obtenue représentée fig. 16. Cette fausse partie est serrée très dur de manière que le plan du joint ne se déforme pas en serrant la partie de dessous.

L'ouvrier complète ensuite le moule, après avoir placé dans les parties C les demi-repères qui restent.

Il résulte de la construction même de ceux-ci que l'axe AB est perpendiculaire au plan du joint.

On prend ensuite les deux parties du deuxième châssis, et on les serre sur un marbre de manière à avoir un joint parfaitement plan ; après cela on serre, sur chacune d'elles retournées, un cadre de sable qui limitera le contour extérieur de la plaque fig. 17. Ce cadre est serré entre deux règles rabotées d'épaisseur très régulière. Si on place ensuite sur chacune de ces dernières une partie du moule précédemment obtenu, on obtient, en fig. 18, les moules des deux plaques modèles. Le métal coulé dans ces moules, de la fonte le plus généralement, donnera les deux pièces fig. 19 portant en relief les demi-repères *d* venus de fonte avec elles.

Il reste ensuite à placer sur chacune d'elles, après les avoir nettoyées, les trous et les goujons nécessaires pour guider les châssis, et à les disposer de telle façon que les deux parties serrées, une sur chaque plaque, donnent, assemblées, un moule complet de la pièce, et cela sans variation aucune.

Les repères permettent d'obtenir ce résultat ; car, de par la construction même du moule, ils se trouvent centrés sur la pièce. Plus simplement, on conçoit aisément que si on perce sur chaque plaque des trous bien verticaux dans l'axe des repères (le coup de pointeau de ces derniers facilite cette opération), qu'on assemble ensuite, au moyen de boulons tournés pénétrant sans jeu dans les trous percés, les deux plaques dos à dos, on obtient, en fig. 20, exactement ce qui aurait été obtenu en écartant de la quantité *ab* les deux parties du moule complet de la pièce.

On perce ensuite, dans les deux plaques ainsi réunies, les trous servant à guider les goujons de l'un des châssis ; dans les autres, on place des goujons qui guident la mise en place du deuxième châssis ; il suffit que les trous percés dans les deux plaques réunies soient bien verticaux pour que les deux parties de moule serrées une sur chaque plaque forment, assemblées, un moule sans variations, les châssis employés au moulage ayant leurs guides placés avec le gabarit qui a servi à placer les trous percés dans les deux plaques.

La majeure partie des machines que nous examinerons par la suite emploient deux couches. Il nous semble préférable d'employer les deux plaques modèles que nous venons d'étudier, pour les raisons suivantes : Il ne faut pas plus de temps pour faire ces dernières

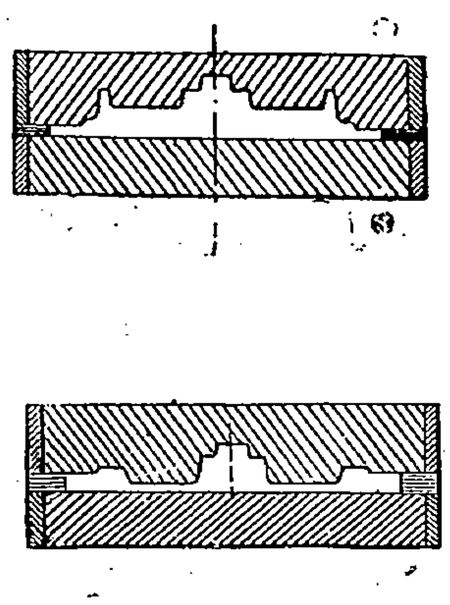


Fig. 18.

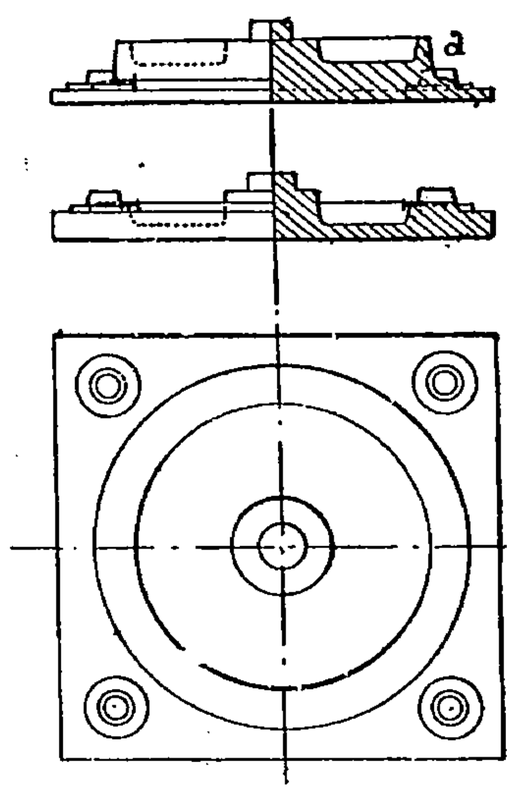


Fig. 19.

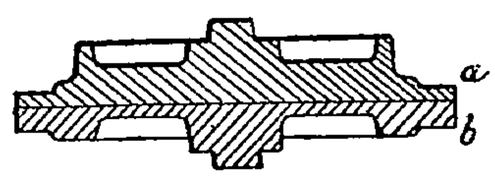


Fig. 20.

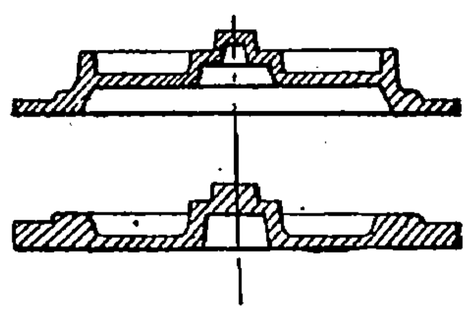


Fig. 21.

que pour exécuter les deux couches ; leur durée est illimitée en en prenant soin ; un modèle de bois suffit pour les obtenir, et on ne peut employer ce dernier avec des couches en plâtre si le nombre de moules à exécuter est considérable.

On pourrait toutefois objecter que le moule qui porte les empreintes peut être quelque peu déformé ; dans le cas qui nous occupe, on éviterait cet inconvénient en laissant, sur le modèle bois servant à faire le premier moule, un millimètre de matière en excès sur toute sa surface. Il est facile, lorsque les deux plaques sont assemblées, de les centrer sur un tour et de les blanchir pour rectifier les dimensions ; cette pratique est très recommandable et n'atténue en rien les avantages des plaques modèles ; on est en effet obligé de tourner deux parties de modèle si on veut placer sur les couches des modèles métalliques.

Certaines pièces, notamment celle que nous examinons, donnent avec la méthode précédente des modèles très lourds, et quoiqu'ils ne soient déplacés que rarement, il est préférable de faciliter leur manutention en réduisant leur poids ; on arrive à ce résultat en rapportant sur la partie plane serrée sur le marbre, une saillie de sable déterminée par la forme de la pièce. Les fig. 21 indiquent ce qui devrait être fait dans le cas examiné ; cette disposition de plaques évidées présente en outre l'avantage de régulariser l'épaisseur de

ces dernières, ce qui évite les déformations dues au travail moléculaire pendant le refroidissement.

Plaques à deux faces.

L'exécution d'une plaque modèle à deux faces n'est qu'une simplification du travail précédemment décrit; les fig. 22 indiquent les phases successives de l'opération. En fig. *a*, on a exécuté un moule complet de la pièce exactement comme il a été dit pour les plaques à une face. En fig. *b*, on a disposé entre les deux parties du moule un cadre de sable serré entre deux règles d'épaisseur très régulière et on a replacé la partie supérieure du moule, le cadre étant serré sur celle inférieure ; le moule ainsi obtenu est prêt à couler. On dispose généralement aux quatre angles du châssis des petites cales en fer ayant exactement l'épaisseur des règles; cette précaution a pour effet d'éviter l'écrasement du cadre en sable lorsqu'on fixe ensemble les deux parties de moule, avec des clavettes ou des crampons, pour éviter qu'elles ne se séparent sous la pression du métal coulé; cette précaution est également prise dans la confection des plaques à une face.

La fig. *c* représente la pièce obtenue ; les goujons des châssis étant parfaitement cylindriques et sans jeu dans les oreilles, il est clair que les deux parties de modèle se correspondent parfaitement.

Les deux travaux que nous venons d'examiner demandent une certaine habileté et quelques tours de main, rapidement acquis par un ouvrier intelligent; nous les avons décrits en détail car nous trouverons des applications intéressantes de ces procédés dans la suite de cette étude, et nous aurons l'occasion de les comparer à certaines dispositions assez répandues dans les machines à mouler; elles procurent d'ailleurs, même avec le moulage à la main, une économie considérable sur le moulage sur modèles[1]. L'ouvrier chargé d'exécuter la plaque modèle découpe s'il y a lieu dans le moule (fig. 22*a*) les canaux d'amenée du métal dans la pièce, ces canaux viennent en saillie sur la plaque modèle et sont obtenus ensuite, dans le moulage ordinaire, tout faits par un simple serrage de sable.

Les couches et plaques modèles que nous venons d'étudier suppriment dans le moulage l'opération 1 et une partie de celle n° 4 ; le complément de cette dernière et celle n° 3 sont intimement liés en ce sens que, si le démoulage est bien fait, les retouches à faire au moule sont nulles ; ce sont donc les moyens propres à obtenir un démoulage parfait qu'il convient d'étudier.

Avant d'aborder la question nous allons établir quelques généralités qui rendront plus claires nos explications.

Les difficultés de démoulage varient avec la forme des pièces, celles-ci sont en dépouille ou ont des parois verticales; dans le premier cas, sauf pour des pièces particulières, si le modèle ou le moule sont retirés perpendiculairement au plan du joint, il n'y a pas détérioration du moule, si la pièce présente des parois verticales, le moyen précédent ne suffit plus, l'adhérence du sable au modèle occasionnant un frottement qui effrite les arêtes ou même fait tomber certaines parties du moule; nous supposons, dans ce qui suit, que l'ébranlage est supprimé de manière à conserver la rectitude des formes.

Il y a en outre une différence assez sensible dans le fini d'un moule suivant que la partie de moule considérée est retirée au-dessus du modèle ou au-dessous de celui-ci ; la même remarque existe si, la partie de moule restant fixe, le modèle est retiré en montant ou en descendant, autrement dit, de bas en haut ou de haut en bas.

1. Voir pour plus de détails et comme applications des plaques modèles, le *Bulletin* de juin 1903 de la *Société des anciens élèves des Arts et Métiers.*

Pour mettre en évidence ce qui précède, considérons les fig. 23 et 24. Dans la première, que l'on soulève le modèle ou que l'on descende la partie de moule, les parcelles de sable détachées de celui-ci resteront en place sous l'action de leur poids; s'il arrive en outre que certaines parties du modèle présentent un peu de contre-dépouille, le même fait se produira; les retouches à faire se borneront donc à appuyer le sable détaché à sa place et à faire disparaître la ligne de rupture, ce qui ne nécessite pas beaucoup de talent. Ajoutons encore que, dans ce cas, quelle que soit la disposition prise, on peut donner sur la plaque porte-modèle quelques coups de maillet qui détachent légèrement le sable du modèle et facilitent le démoulage.

En fig. 24, que l'on soulève le demi-moule ou qu'on fasse descendre le modèle, le demi-moule restant fixe, les parties de sable détachées pour les mêmes raisons que précédemment achèveront de tomber sous l'action de leur poids; les retouches nécessités dans ce cas ne peuvent être faites que par un mouleur de profession, et nous avons dit qu'on ne pouvait les employer à ce genre de travaux.

Les remarques qui précèdent ont une faible importance lorsque les pièces à exécuter

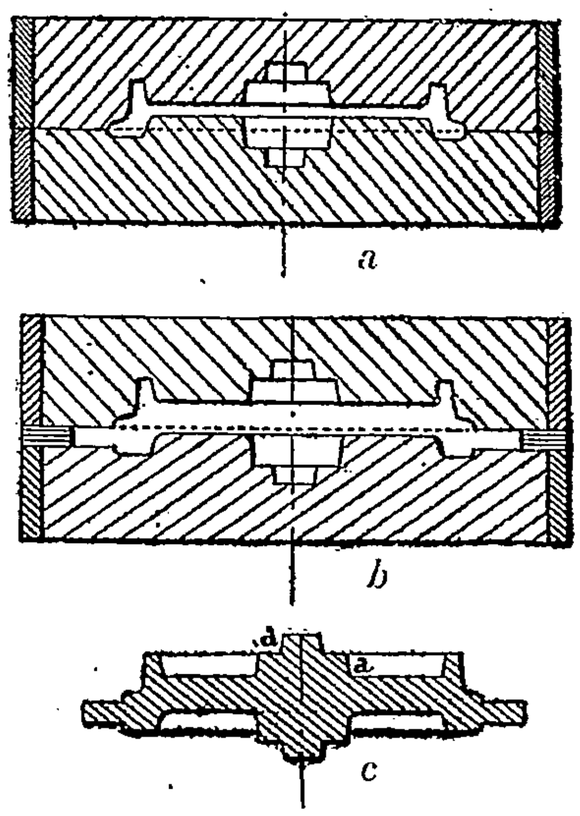


Fig. 22.

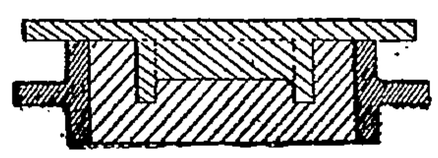


Fig. 23.

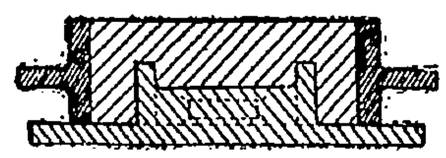


Fig. 24.

présentent des saillies faibles et ont des dépouilles suffisantes, surtout lorsque les moules sont serrés à la main et que l'intensité de la serre varie suivant les endroits; mais, avec des parois peu en dépouille et présentant des saillies élevées, le démoulage fig. 23 est préférable. Nous étudierons un peu plus loin les procédés employés pour les démoulages des parois verticales.

En résumé, la condition essentielle consiste à retirer le modèle du moule perpendiculairement au plan du joint, en tenant compte, pour le sens des démoulages, de la forme même des pièces à exécuter.

Pour arriver à ce résultat, on emploie des outils désignés sous le nom général de machines à mouler, cette dénomination est inexacte pour la majeure partie d'entre elles; nous conserverons le nom de *machines à mouler* à celles effectuant *mécaniquement* le serrage du sable, et nous désignerons sous le nom de *machines à démouler* celles qui n'opèrent que le démoulage.

Les deux démoulages précités sont ceux que l'on rencontre presque exclusivement dans l'exécution des pièces de mécanique. Dans les fonderies s'occupant de la fabrication des articles de ménage, on démoule fréquemment d'une façon que nous désignerons sous

le nom de *démoulage latéral*, ce dernier se rencontre dans toutes les pièces moulées en séparation, par exemple dans la poterie. Comme ces pièces sont en général munies de dépouilles suffisantes, il suffit de retirer le modèle bien perpendiculairement au plan de séparation; on emploie, pour atteindre ce résultat, des outillages spéciaux, quelquefois des machines à démouler, nous en reparlerons en étudiant ces dernières.

Machines à démouler.

Cette catégorie de machines a donné lieu à des constructions assez variées, imposées par la forme même des pièces que l'on se propose d'y démouler; nous la diviserons en deux séries caractérisées par la méthode employée pour retirer le modèle du sable.

Dans la première série, le démoulage est obtenu sans l'aide d'aucune pièce destinée à soutenir le sable, ce sont les *machines à démouler ordinaires*, le démoulage pouvant être actionné à la main au moyen de leviers, ou par un piston qui peut être mû à l'air comprimé, à la vapeur ou hydraulique. Dans la deuxième série, spécialement affectée au démoulage des pièces hautes ou à parois verticales, le modèle est retiré du sable à travers une lunette destinée à soutenir ce dernier; cette lunette porte le nom de *planche peigne*, ou simplement peigne, et les machines qui les utilisent seront désignées sous le nom de *machines à démouler avec peigne*.

Comme principaux types de la première série, nous citerons d'abord l'une des plus simples, représentée en fig. 25.

Deux montants A en fonte supportent à leur partie supérieure une table B, sur laquelle sont fixés à vis les demi-modèles; la face supérieure de cette dernière est dressée. Le châssis C, dont la face inférieure est également dressée, est posé sur la table et centré sur les modèles par deux ou trois goujons C.

Le sable est serré à la main dans cette partie de châssis, et le démoulage est opéré en soulevant le châssis au-dessus des modèles par le mécanisme suivant :

Quatre tiges cylindriques E, traversant la table B, sont fixées à leur partie inférieure sur un croisillon K; la partie supérieure de ces tiges affleure le dessus de B et est en contact avec les quatre angles du châssis.

Le croisillon K est fixé sur F, guidé verticalement par la douille venue avec G et soulevé par le jeu de leviers MJH. La figure montre qu'en appuyant sur la pédale P on soulève F et par suite le châssis. Cet outil, construit par la Badische Maschinenfabrik de Durlach (Saxe), ne peut être utilisé que pour des petites pièces bien en dépouille et de peu de saillie. Les mécanismes ne sont pas à l'abri des poussières, ce qui est un inconvénient dans des ateliers où celles-ci sont en quantité. Les châssis employés doivent avoir leur face de jonction rabotée.

Pour les châssis plus grands, la même maison construit la machine représentée fig. 25 *bis* dans laquelle le châssis reste fixe, le modèle étant retiré en dessous. Les deux bancs A sont réunis en bas par la traverse F, portant une douille dans laquelle coulisse la tige E, à la partie supérieure de laquelle est fixé un croisillon C, sur lequel se place la couche ou la plaque modèle à une face G. La partie supérieure des bancs A supporte une table évidée B, servant d'appui au châssis; celui-ci est centré sur les modèles au moyen de quatre goujons *b*, pénétrant dans la plaque modèle G. Le sable est serré à la main. Le démoulage est obtenu en descendant les modèles au moyen du levier M et de la vis V, qui pénètre à la partie inférieure dans un écrou N, et est fixée à la partie supérieure sur un bras P. La verticalité du démoulage est assurée par la tige E et par quatre saillies D, venues avec C et ajustées sur des bossages de B. Nous ferons, pour cette machine, les mêmes remarques que pour la précédente. La vis V n'a d'autre but que d'empêcher les

modèles de descendre pendant le serrage du sable ; on pourrait éviter cette pièce, coûteuse et peu à sa place dans le sable des fonderies, au moyen d'un levier à crans, le mécanisme serait plus simple et partant plus recommandable. Le sens du démoulage ne permet d'utiliser cet outil que pour des pièces bien en dépouille et de très petite saillie. Les châs-

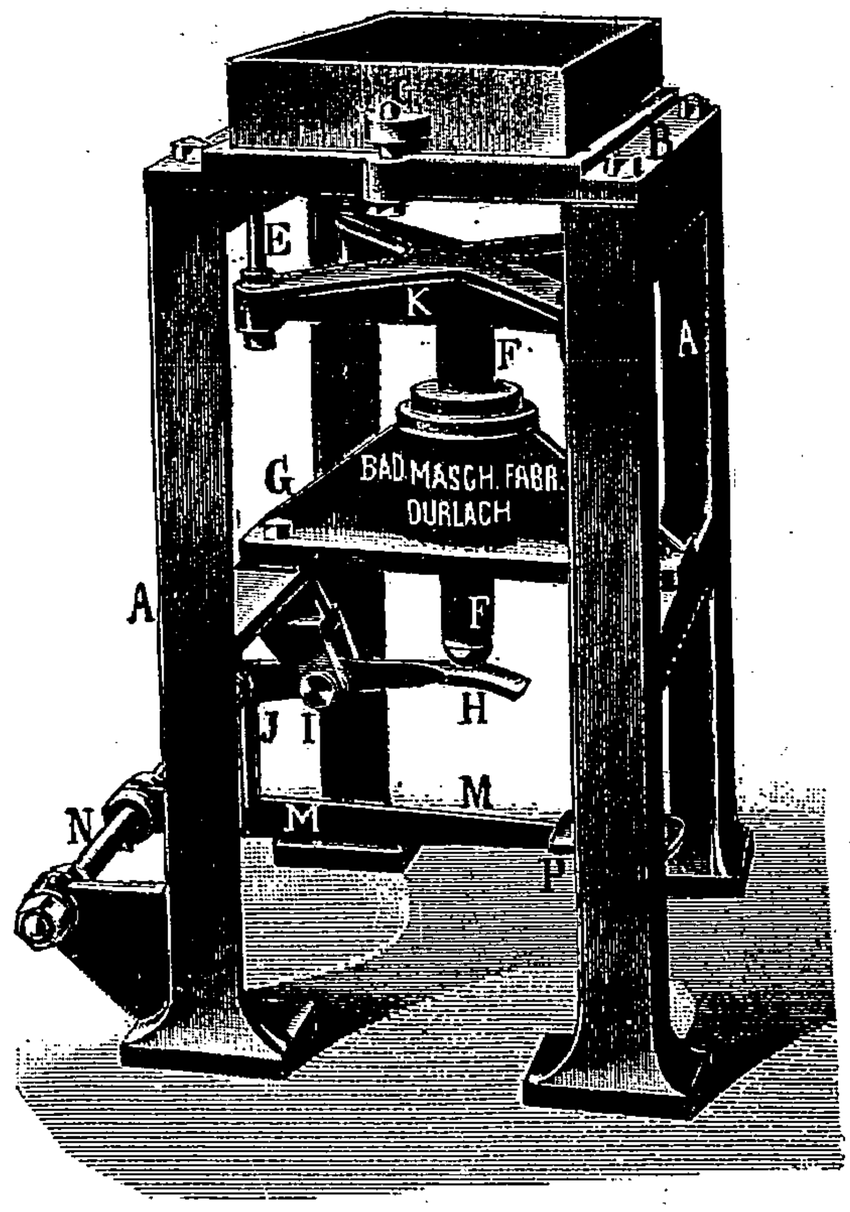


Fig. 25. — Petite démouleuse de la *Badische Maschinenfabrik*. Durlach.

Châssis 300 × 400 mm.

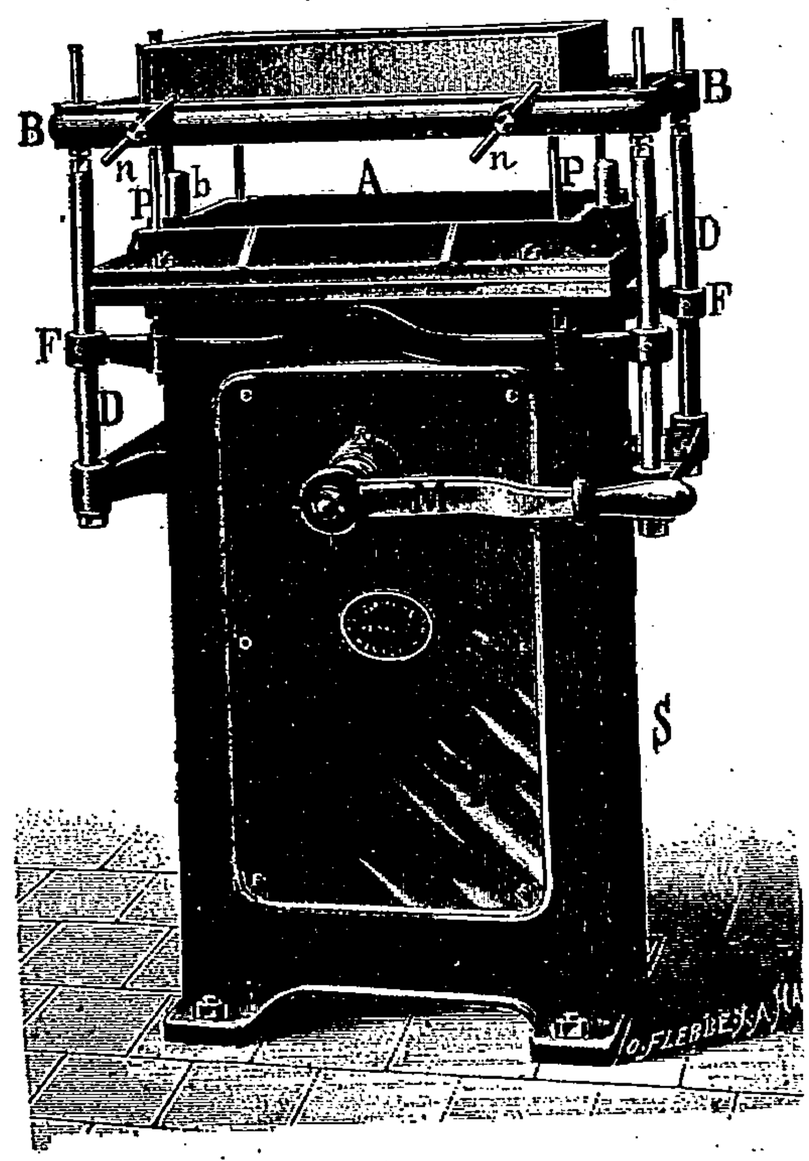


Fig. 26.
Démouleuse *Oppenheim*. Paris.

sis employés ont leurs faces de jonction rabotées ou tout au moins les parties de celles-ci reposant sur le cadre B.

Les fig. 26 et 27 représentent un type de machines à démouler construit par la Société des fabriques réunies d'émeri et machines (Paris) qui permet d'employer des

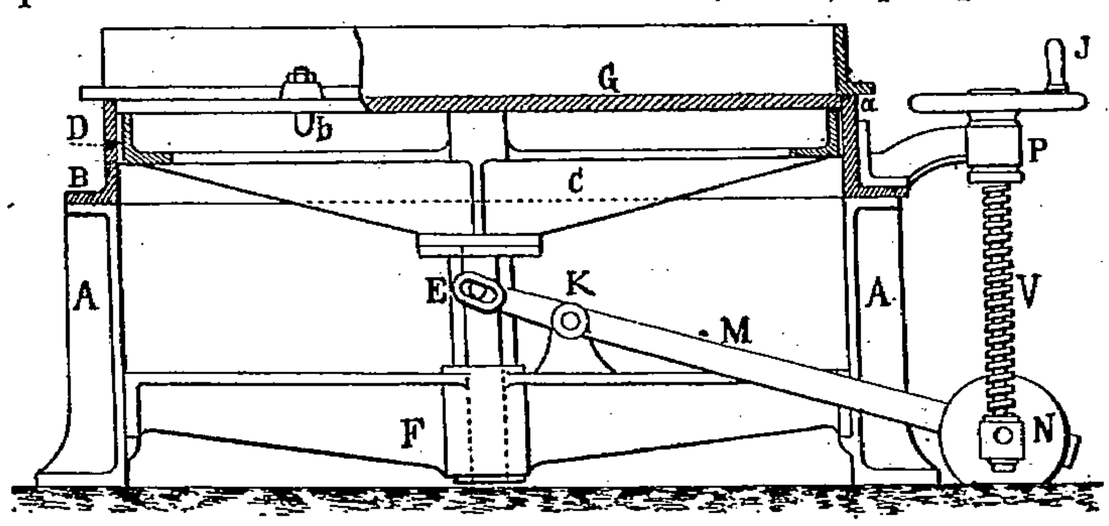


Fig. 25 *bis*. — Grande démouleuse de la *Badische Maschinenfabrik*.

châssis bruts. Cet outil se compose d'un socle S, dans lequel est placé le mécanisme de démoulage et à la partie supérieure duquel est fixée la couche A. Le cadre tenant cette couche, a sa partie supérieure dressée et porte les goujons *b*, guidant la mise en place des châssis. Sur les quatre angles de A, vient s'appuyer un deuxième cadre B, tenu aux quatre angles par des écrous de réglage placés sur les tiges D, fixées à leur partie infé-

rieure sur la traverse E. Ce cadre B porte quatre bossages dans lesquels sont tenues quatre vis de serrage *n*, servant à relier le châssis de moulage à B. Sur les tiges D, sont fixées deux traverses F, servant chacune à tenir deux tiges P qui, lorsque le châssis et B occupent leur position inférieure (fig. 27), ont leur partie supérieure affleurant le dessus de A, en d'autres termes en contact avec les quatre angles du châssis ou à très peu près, la face inférieure de celui-ci étant brute.

Le démoulage est obtenu en soulevant le cadre B et le châssis qui lui est fixé au moyen du mécanisme représenté fig. 27. La poignée M commande l'axe *c*, à l'extrémité duquel est calée une petite manivelle, transmettant par l'intermédiaire de *a* un mouvement

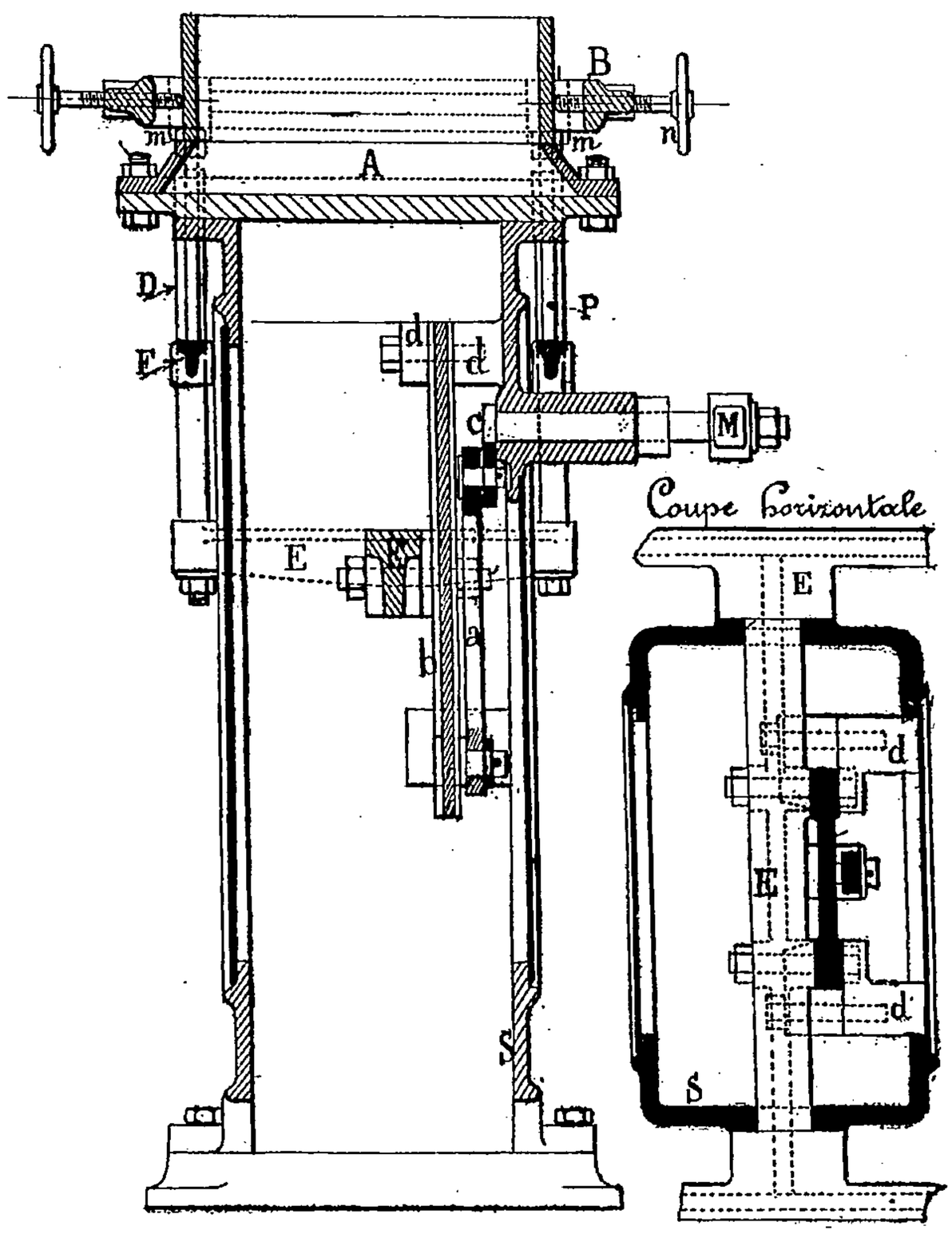


Fig. 27. — Détail de la machine fig. 26.

de translation à la plaque *b*, guidée verticalement par les glissières *d*. La plaque *b* est reliée à la traverse E, ce qui rend celle-ci solidaire des mouvements de *b*.

Dans la fig. 27, la poignée M est rabattue vers la gauche, B repose sur A, le châssis mis en place est relié à B en serrant les vis *n*. Le sable de ce demi-moule étant serré à la main, on opère le démoulage en rabattant M de gauche à droite, le cadre et le châssis occupant alors la position indiquée fig. 26 ; pendant ce mouvement les tiges P se sont élevées, restant ainsi à peu près en contact avec les angles du châssis. Si on desserre les vis *n* pour détacher le châssis de B, il est supporté par P, ce qui explique leur utilité. Il est clair que l'avantage d'employer des châssis bruts a comme palliatif la perte de temps occasionnée

par la manœuvre des vis *n*. Le démoulage étant fait par B, parallèle au plan du joint, la face inférieure du châssis peut ne pas être très régulière. Dans cet outil, les mécanismes délicats sont à l'abri des poussières, et leur visite est facilitée par des ouvertures ménagées sur le socle et fermées par des portes en tôle T.

La fig. 28 représente le type de machine à démouler de cette même maison, sans cadre de démoulage. Chaque châssis est soulevé par quatre oreilles rabotées *a*, s'appuyant sur des bossages du cadre C, tenant la couche. Le mécanisme de démoulage est le même que dans l'outil précédent ; les tiges A fixées à la traverse B, soulèvent directement le châssis, la disposition des oreilles en saillie sur le châssis permet de ne raboter que ces dernières, le reste de la face inférieure étant brut. Il faut, pour que cette disposition soit avantageuse, que le dessous des oreilles affleure ou ne fasse pas saillie de plus d'un millimètre sur la face de jonction ; sans cette précaution, il y aurait trop de vide entre les deux parties de

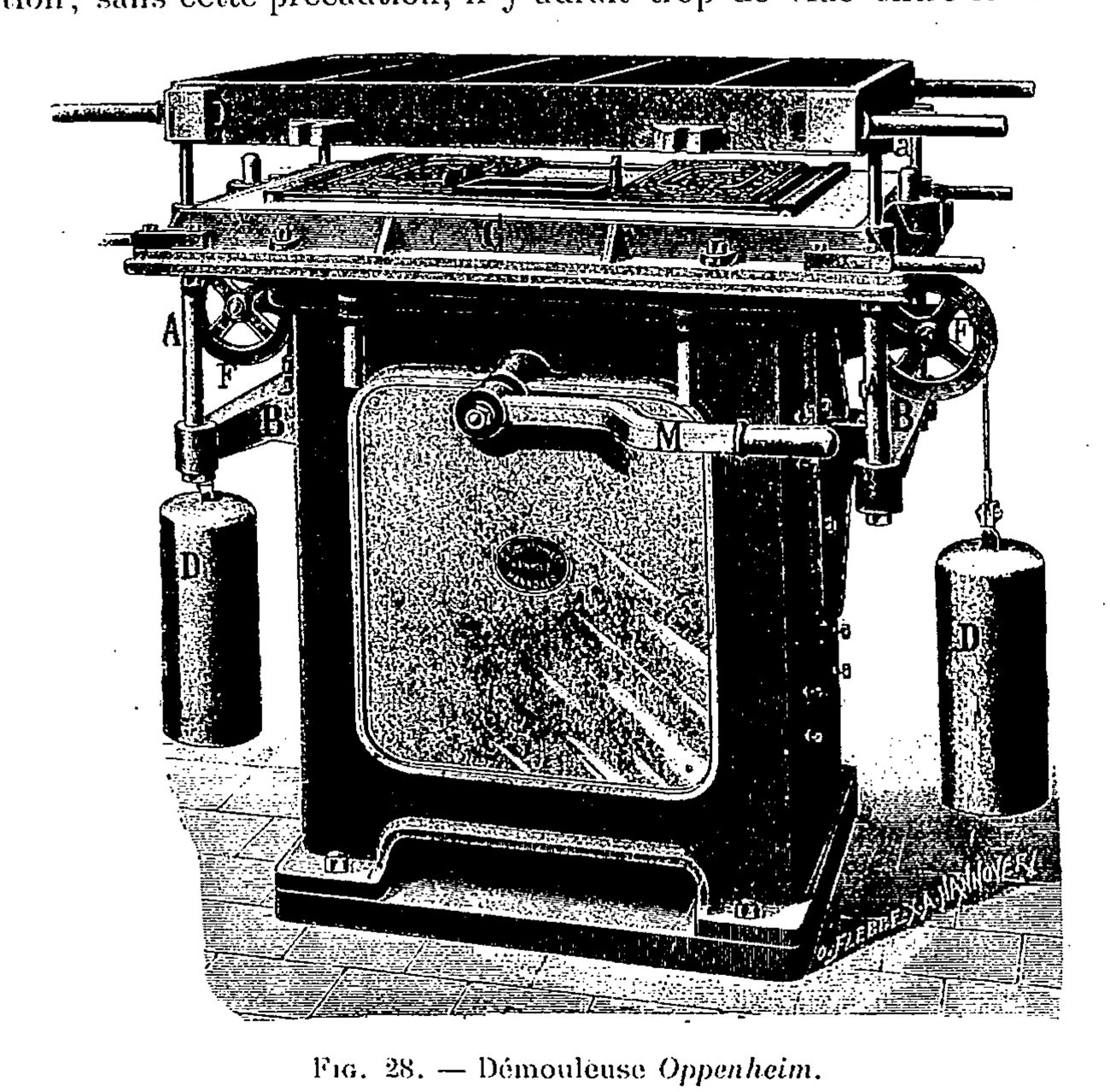
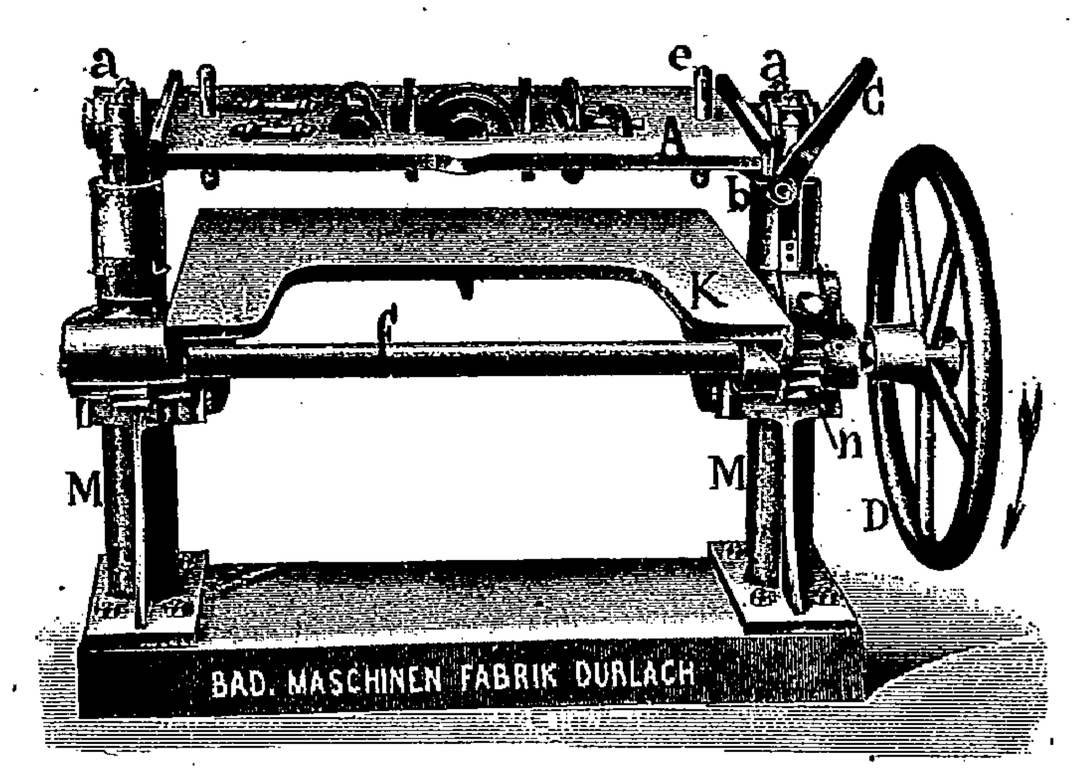


Fig. 28. — Démouleuse *Oppenheim*.

moule assemblées, ce qui pourrait occasionner des fuites à la coulée. En raison du poids des châssis utilisés, on a équilibré le poids de la traverse et d'une partie du moule au moyen des contrepoids D, tenus à l'extrémité de câbles passant sur les poulies de renvoi F, et fixés à la traverse B.

Ces deux dernières machines, comme les précédentes, ne peuvent être avantageusement appliquées qu'à des pièces ne présentant aucune difficulté de démoulage ; en outre, pour qu'elles puissent rendre quelques services, il est nécessaire de les grouper par paires, chacune d'elles exécutant l'un des demi-moules dont la réunion formera le moule complet. Il est évident en effet que le temps gagné par un démoulage bien exécuté serait compensé par le temps passé à changer les couches. En outre, nous ne sommes pas partisan du principe préconisé par les constructeurs pour éviter des changements fréquents de couche ou de plaque modèle, et qui consiste à exécuter un certain nombre de parties inférieures puis à les couvrir successivement à mesure que les parties supérieures

sont exécutées, et cela pour la raison suivante. Les parties de moule exposées à l'air chaud des ateliers de fonderie se dessèchent rapidement et reçoivent toujours un peu de poussière ; pour chasser cette dernière, on est obligé de souffler dans les moules et les angles vifs desséchés s'effritent sous l'action du soufflet, ce qui donne aux pièces des coutures qu'il faut ébarber. A ce point de vue, il nous semble préférable d'employer des outils permettant au même ouvrier d'exécuter successivement les deux parties du moule, on évite ainsi toute discussion s'il y a des pièces rebutées. Il est en outre important de signaler ici que la valeur d'un outil de ce genre est déterminée par la production qu'il permet d'obtenir avec un seul ouvrier ; les vendeurs oublient fréquemment de le faire, quand ils font entrevoir aux fondeurs des productions qu'ils ne peuvent obtenir qu'en multipliant le personnel affecté à la machine, ce qui modifie notablement le prix de revient des pièces produites. Ils sont d'ailleurs quelquefois évincés lorsque l'acheteur a l'intelli-



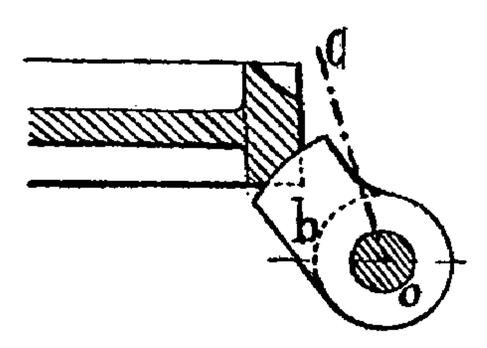


Fig. 30.

Fig. 29. — Démouleuse à plaque renversable.

gence de se faire garantir la production annoncée, et il n'y a pas longtemps que l'un d'eux a dû fournir deux machines au lieu d'une pour pouvoir tenir ses engagements.

Nous désignerons la catégorie de machines que nous allons examiner, et qui répond au principe que nous venons d'établir, sous le nom de *machines à plaques renversables*, pour les distinguer de celles déjà décrites, dans lesquelles la plaque modèle est fixe ; elles présentent sur ces dernières l'avantage de permettre d'opérer le démoulage dans le sens indiqué fig. 23, que nous avons dit être le plus recommandable.

La fig. 29 représente un de ces outils construit par une maison déjà citée. Il se compose essentiellement de deux montants creux M, à l'intérieur desquels glisse à frottement doux une tige cylindrique taillée d'un côté en crémaillère. La partie supérieure de ces deux tiges est fixée à deux larges paliers *a*, recevant chacun un tourillon de la plaque porte-modèle A.

Deux pignons *n*, calés sur l'arbre *f*, commandé par le volant D et engrenant avec les crémaillères cylindriques, permettent de monter et de descendre la plaque A ; enfin une table fixe K est tenue sur les montants M, et disposée de façon que sa face supérieure qui est dressée soit bien perpendiculaire à l'axe des montants.

Sur la plaque A, on place soit les moiliés de modèle, soit deux plaques modèles à une face, soit deux couches. Dans le premier cas, les positions respectives des deux moitiés d'un même modèle doivent être tracées avec soin de façon qu'elles soient bien en face l'une de l'autre ; les goujons de centrage des châssis *e* sont fixés sur A. La plaque est

tenue horizontalement par deux taquets *b*, calés sur un axe commandé par *c*, et venant soutenir la plaque comme l'indique la fig. 30.

La plaque A étant dans la position indiquée par la gravure, on place au-dessus un châssis, que l'on réunit à celle-ci par des clavettes placées dans *e* et on serre ce demi-moule à la main; cela fait, on égalise le sable au niveau supérieur du châssis à l'aide d'une règle. On élève ensuite la plaque renversable et le demi-moule d'une quantité suffisante, on efface les taquets *b* et on fait tourner la plaque de 180°, on replace les taquets, et on redescend la plaque jusqu'à ce que le dessous du châssis porte exactement sur la table K; on retire alors les clavettes réunissant le demi-moule à la plaque renversable, et, en soulevant celle-ci, on opère le démoulage. On retire le demi-moule exécuté et on recommence pour l'autre moitié de moule ce qui vient d'être dit. Les châssis employés

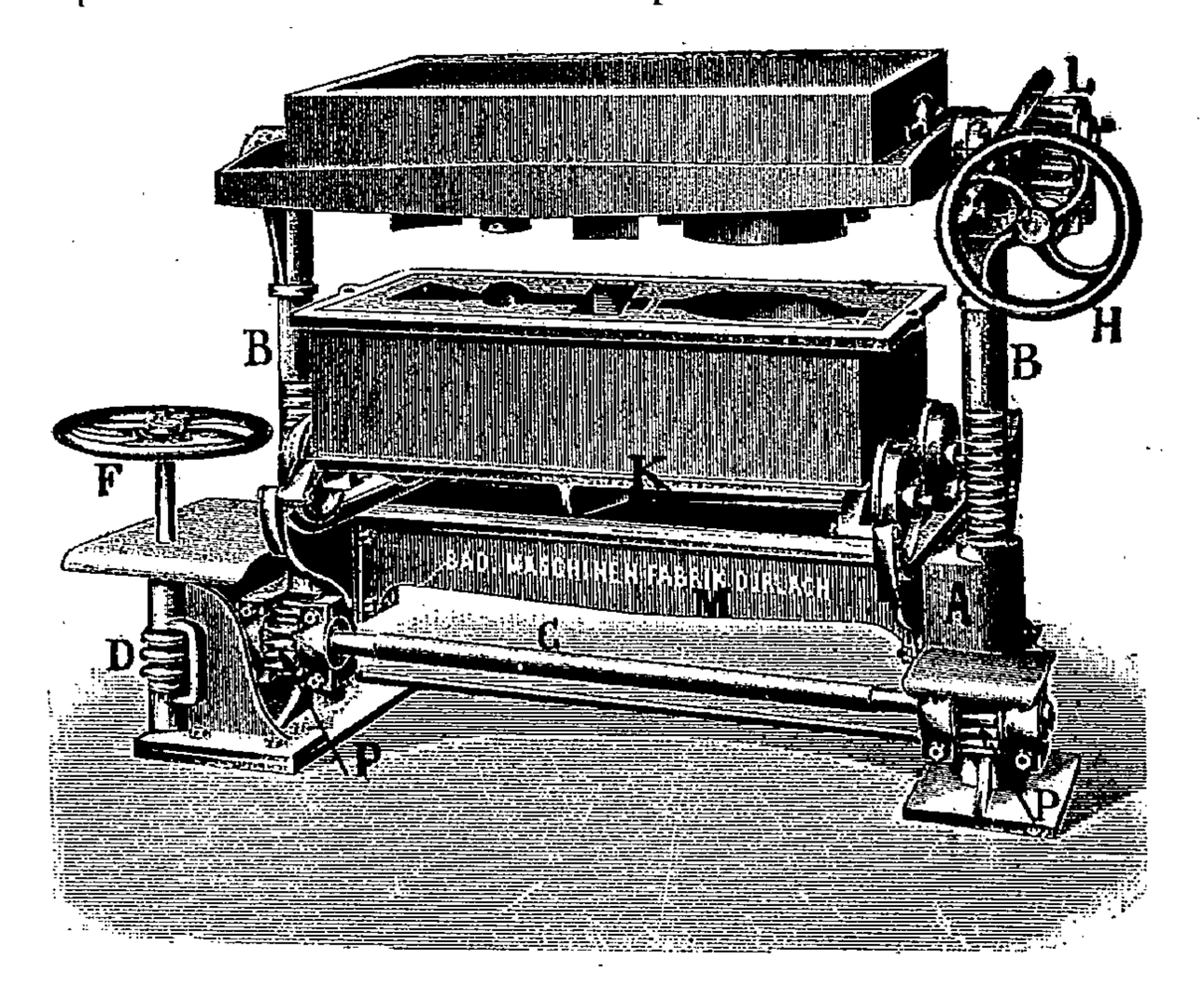


Fig. 31.

avec cette machine doivent avoir leurs faces supérieure et inférieure bien parallèles pour que le démoulage ait lieu perpendiculairement au joint.

En fig. 31 est représenté un outil construit par la même maison pour les pièces plus importantes. La table fixe K de la machine précédente est remplacée par un chariot pouvant être retiré hors de la machine pour faciliter la mise sur couche du demi-moule exécuté. Le renversement de la plaque porte-modèles est commandé par une vis sans fin engrenant avec un pignon calé à l'extrémité de l'un des tourillons de la plaque ; cette disposition est recommandable et fréquemment employée, elle constitue un appareil de sûreté contre les accidents dus à un renversement accidentel de la plaque qui n'est pas équilibrée lorsqu'un demi-moule est serré.

Pour soulever la plaque renversable, on a commandé l'arbre *e*, sur lequel sont calés les pignons engrenant avec les crémaillères B, par une vis sans fin D, commandée par F.

Le fonctionnement de cet outil est le même que celui de la machine précédente, les mêmes dispositions sont prises pour réunir les châssis à la plaque et pour fixer celle-ci dans sa position horizontale. Le guidage du démoulage paraît moins bien assuré, les glissières A étant beaucoup plus courtes.

Les fig. 32, 33, 34 indiquent une construction de ce genre de machines, de la même maison que celle fig. 26 et 27. Deux montants creux A, formant glissière, sont fixés sur la plaque d'assise C. A l'intérieur de chacun d'eux glisse une tige cylindrique taillée en crémaillère, à la partie supérieure de laquelle est fixée une douille en fonte B, glissant à frottement doux à l'extérieur de A, et dont la partie supérieure forme cage pour les tourillons de la plaque renversable ; la fig. 33 indique une coupe d'un montant.

Deux pignons calés sur l'arbre H et engrenant avec les crémaillères des tiges permettent d'opérer le démoulage en agissant sur le levier L ; pour faciliter les mouvements, deux contrepoids D équilibrent le poids de la table et des glissières. Un chariot P, roulant sur une voie tenue par les flasques S', de hauteur réglable à volonté, permet de retirer à l'extérieur le demi-moule exécuté. La plaque renversable est tournée au moyen de la vis G comme dans la machine précédente.

Pour tenir cette dernière dans sa position horizontale, deux dispositifs sont employés.

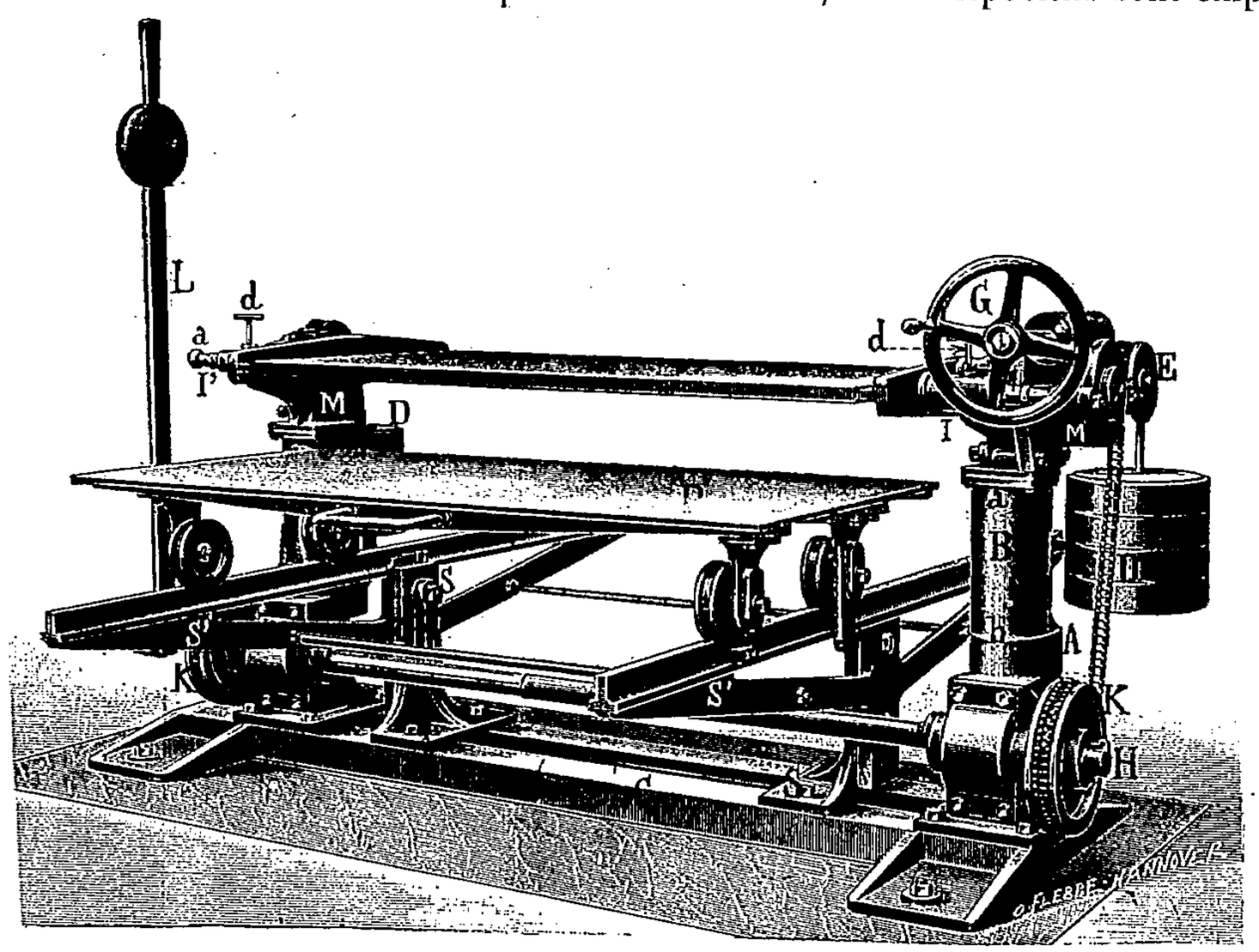


Fig. 32.

Sur la gravure, deux broches *a*, guidées dans des douilles venues avec M, viennent pénétrer dans l'ouverture de deux petits bossages *b* (fig. 34) fixés sur les parois latérales de la plaque renversable. Les broches sont fixées dans leurs positions extrêmes par une vis de serrage *d*.

Pour les petites machines, la fixation de la plaque renversable est obtenue comme l'indique la fig. 35 ; on fait, au moyen d'une à vis poignée *a*, frein sur le tourillon par l'intermédiaire d'une plaquette ajustée *b*. Ce moyen est peu recommandable, attendu que rien n'indique si la plaque est horizontale et qu'il faut attendre, pour serrer *a*, que le demi-moule placé en dessous de la plaque repose sur le chariot ou sur la table fixe qui le remplace.

Dans ces outils, on fixe une couche de chaque côté de la plaque renversable, et, pour réunir les châssis à celle-ci dans le cas de moules de dimensions ordinaires, on emploie le procédé indiqué en fig. 36. Un taquet *c*, monté sur l'axe *b*, vissé dans un support *a*, boulonné sur la plaque renversable, est serré sur l'oreille de centrage du châssis au moyen de

l'écrou *d*; ce dispositif est placé de chaque côté de la plaque, et en face chacune des deux oreilles de centrage.

Les moules sont exécutés avec ces machines comme il a été indiqué pour les précédentes, elles présentent toutes le même moyen de démoulage, qui consiste à retirer les modèles au-dessus du demi-moule qui reste fixe. Dans cette dernière, les guidages sont

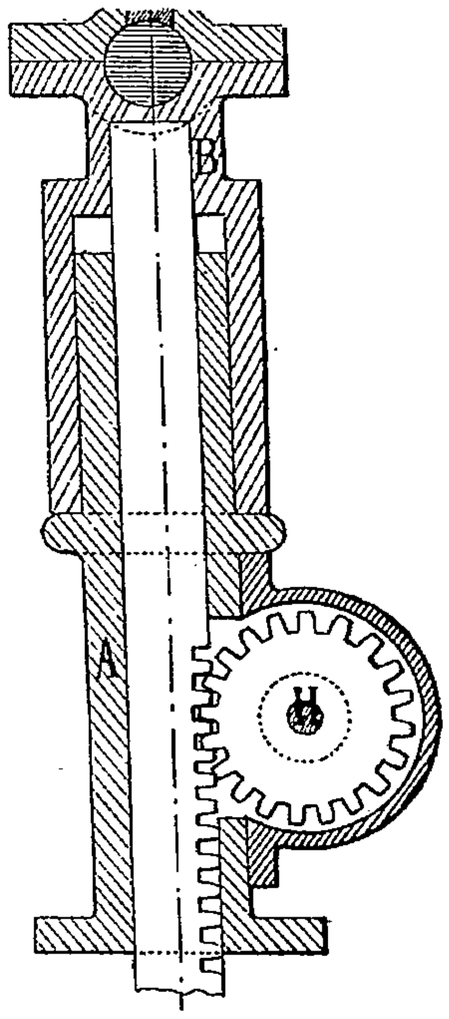


Fig. 33.

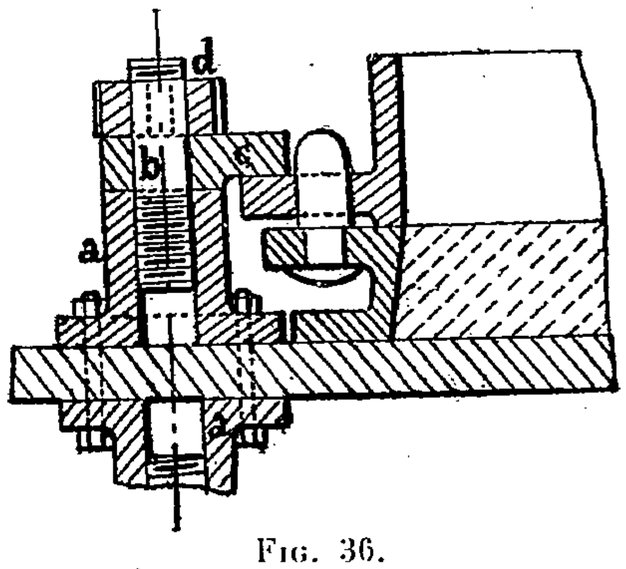


Fig. 36.

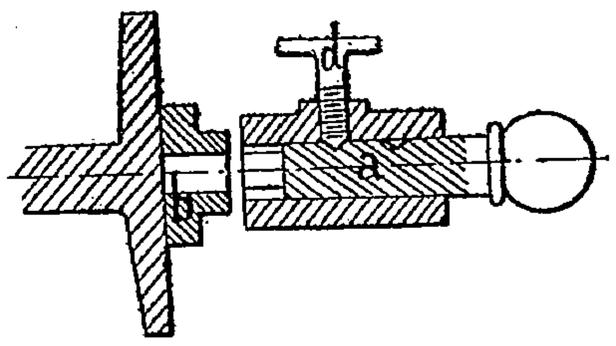


Fig. 34.

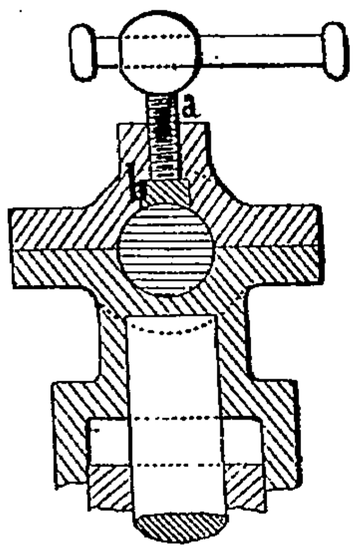


Fig. 35.

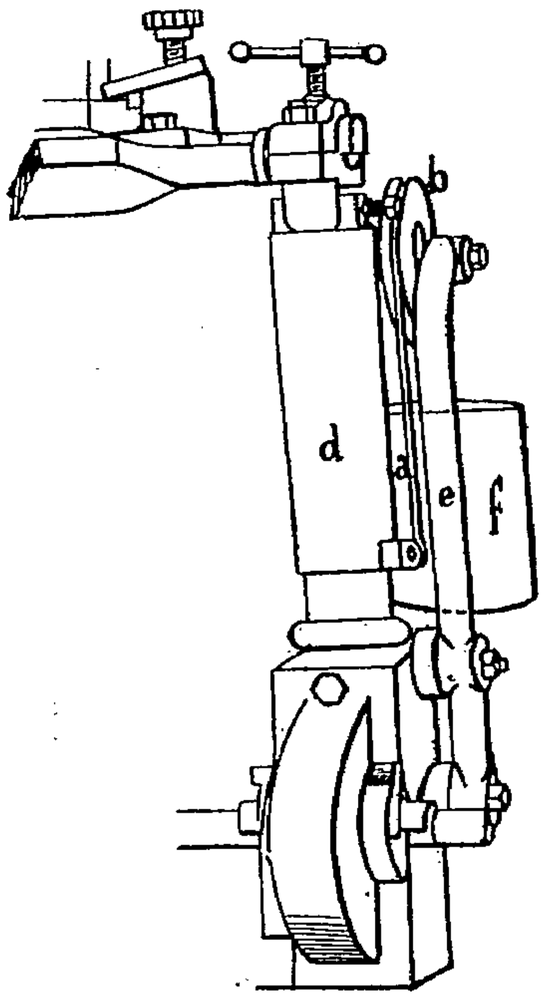


Fig. 37.

bien assurés et les parties frottantes bien à l'abri des poussières pendant le serrage du sable. Une variante appliquée dans les derniers outils construits est représentée fig. 37 et a trait à l'équilibrage de l'équipage mobile, cette dernière disposition est plus simple que celle de la gravure.

(*A suivre*)

THÉORIE GÉNÉRALE DU MOUVEMENT VARIÉ DE L'EAU

DANS LES TUYAUX DE CONDUITE

Par M. **E. Allievi.**

(*Suite.*[1])

CHAPITRE III

Le coup et le contre-coup de bélier dans un tuyau de longueur donnée

§ 7. — *Le contre-coup de bélier.*

Les résultats et formules précédemment donnés au sujet d'un tuyau de longueur indéfinie sont valables pour le cas d'un tuyau de longueur finie quelconque pendant la seule phase où la surcharge variable se propage dans le sens $+ x$ sans être dérangée par la réaction due à la présence du réservoir à pression constante.

Je me propose maintenant l'étude de ce second phénomène qui suit nécessairement le coup de bélier simple ou direct, pendant les phases que j'appellerai de *contre-coup*.

Je suppose donc que le tuyau, horizontal et de longueur l, soit alimenté par un réservoir d'extrémité à charge constante y_0 que je suppose ne pouvoir aucunement être dérangée par les perturbations hydrodynamiques qui ont lieu dans le tuyau.

Dans un semblable tuyau, ainsi que j'ai déjà remarqué au § 4, les formules (8) du coup direct sont valables pour toute tranche liquide jusqu'au moment où $t = l : a$; mais il n'en est plus de même à partir de ce moment et pour $t > l : a$, car l'on doit alors avoir, dans la section d'embouchure, au lieu de la charge variable y exprimée par 1e (8), une charge qui est égale à y_0 diminué de la charge correspondante à la vitesse de l'eau dans cette même section.

En négligeant cette dernière par rapport à y_0, la condition limite est donc que, pour $x = l$, $t > l : a$ l'on doit avoir $y = y_0 =$ const.

Les formules (8) cessent donc d'être l'expression du phénomène, mais cela n'a lieu que progressivement le long du tuyau, dans le sens $- x$ à partir de l'embouchure. Pour mieux fixer les idées, soit PP_0 la ligne de charge (v. la figure ci-contre) à l'instant où $t = \frac{l}{a}$. Il est de toute évidence que si le tuyau continuait au delà du réservoir S, la ligne de charge à l'instant successif $t + \partial t$ serait $P'P'_0$; mais la présence du réservoir obligeant toutes les lignes de charge à aboutir au point P_0 dont l'ordonnée est y_0, la nouvelle ligne de charge effective devra s'infléchir de manière à passer par P_0, ainsi qu'il est indiqué sur la figure.

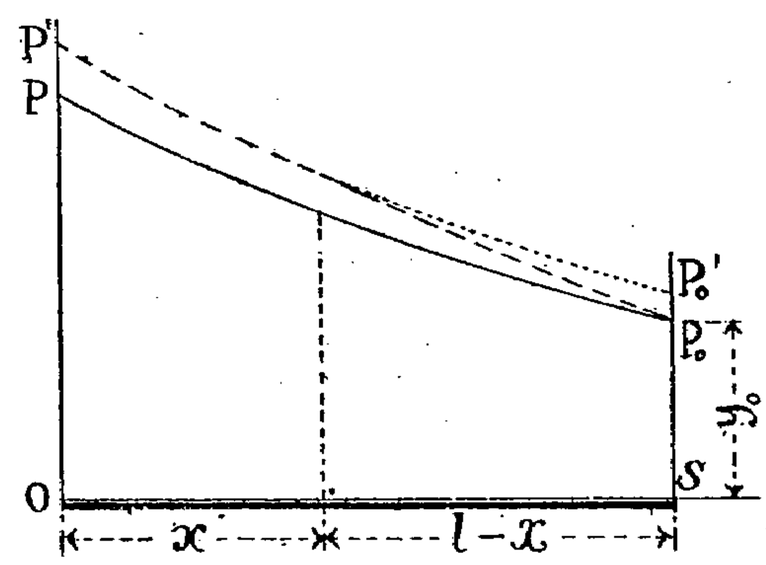
Nous pouvons donc regarder ce phénomène comme régi par la loi que, dans la section $= x\ l$, toute variation de charge ∂y, amenée par le coup direct, provoque une variation égale et contraire $- \partial y$ qui doit naturellement se propager, du réservoir S, dans le sens $- x$, avec la vitesse a. Ces variations successives $- \partial y$ maintiennent ainsi la tranche

1. *Revue de Mécanique*, janvier 1904.

liquide de la section d'embouchure à la pression constante y_0, et se propageant le long du tuyau, elles en dérangent progressivement l'état hydrodynamique.

Le contre-coup de réaction rejoindra donc la section d'abscisse x après un temps $(l - x) : a$ à partir de $t = l : a$, soit un temps $(2l - x) : a$ à partir de $t = 0$, c'est-à-dire de l'instant où le mouvement de la vanne a commencé.

A partir de l'instant $t = (2l - x) : a$ les formules (8) cessent donc d'être l'expression des lois du phénomène pour la tranche liquide d'abscisse x, et ces lois doivent désormais être représentées par les formules plus générales (10) qui expriment la coexistence des deux systèmes de pressions variables, se propageant en sens contraires.



L'on aura donc :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + F - f \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\left(F + f\right) \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

les fonctions inconnues F et f devant être déterminées par les conditions limites auxquelles l'écoulement est assujetti dans les deux sections d'extrémité.

§ 8. — *Conditon limite de pression constante à l'embouchure.*

En posant dans 1re (10) la condition que pour $x = l'$ on doit avoir $y = y_0$, quelle que soit la valeur de t, l'on obtient :

$$f\left(t + \frac{l}{a}\right) = F\left(t - \frac{l}{a}\right).$$

Cette relation d'égalité entre f et F, *pour des valeurs variables des quantités qui se trouvent sous le signe de fonction*, peut évidemment s'appliquer à une section quelconque d'abscisse x au temps t^*, pourvu que t^* satisfasse à la condition :

$$\left.\begin{aligned} t + \frac{l}{a} &= t^* + \frac{x}{a} \\ t - \frac{l}{a} &= t^* + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a} \end{aligned}\right\} \quad (28)$$

d'où :

c'est-à-dire que t^* ait la valeur :

$$t^* = t + \frac{l - x}{a}.$$

Or, comme (27) est applicable à partir de l'instant où le coup direct atteint le réservoir, c'est-à-dire pour $t > l : a$, la condition limitative à laquelle t^* doit satisfaire se réduit à :

$$t^* \geqq \frac{2l - x}{a},$$

qui, en réalité, n'en est pas une, car cette valeur limite de t^* correspond au moment (v. § précédent) où le contre-coup atteint la section d'abscisse x, et c'est précisément à partir de ce moment que les formules (10) commencent à être applicables au phénomène hydrodynamique dans ladite section.

En substituant donc (28) dans (27) et en ôtant l'astérisque, nous aurons :

$$f\left(t + \frac{x}{a}\right) = F\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2l}{a}\right), \qquad (29)$$

relation caractéristique des phases de contre-coup. Pour bien pénétrer le sens de (29), écrivons-la sous la forme :

$$f\left(t+\frac{x}{a}\right) = \mathrm{F}\left(\theta - \frac{x}{a}\right),$$

en posant :

$$\theta = t - 2\,\frac{l-x}{a}.$$

Or $\mathrm{F}\left(\theta - \frac{x}{a}\right)$ désigne la surcharge du coup direct à l'instant $t = \theta$, c'est-à-dire à l'instant qui précède l'instant considéré d'un intervalle $2\,(l - x) : a$; ce qui revient à dire que la fonction f a, dans chaque section, à un instant donné, la valeur que $\mathrm{F}\,y$ avait $2\,(l - x) : a$ secondes plus tôt.

Mais comme cet intervalle représente exactement le temps nécessaire pour qu'une variation de pression, en partant de la section d'abscisse x, atteigne le réservoir et revienne ensuite du réservoir à ladite section en parcourant deux fois la longueur $l - x$ avec la vitesse a, nous pouvons conclure que le phénomène a lieu *comme si la ligne de charge variable du coup direct se propageant dans le sens* + x *était réfléchie par le réservoir dans le sens* — x, les ordonnées de la ligne de charge réfléchie venant à se soustraire des ordonnées de la ligne de charge directe.

Moyennant (29) nous pouvons écrire (10) :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + \mathrm{F}\left(t - \frac{x}{a}\right) - \mathrm{F}\left(\theta - \frac{x}{a}\right) \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\left(\mathrm{F}\left(t - \frac{x}{a}\right) + \mathrm{F}\left(\theta - \frac{x}{a}\right)\right. \end{aligned}\right\} \quad (30)$$

où paraît une seule fonction inconnue F, avec les deux valeurs qu'elle a dans la section d'abscisse x, à deux instants t et θ, qui diffèrent de l'intervalle $2\,(l - x) : a$.

Pour la section d'embouchure, cet intervalle est nul et l'on a, d'après (30) :

$$y = y_0 \qquad v = v_0 - \frac{2g}{a}\,\mathrm{F}\left(t - \frac{l}{a}\right). \qquad (30\ bis)$$

Rappelons une dernière fois que toutes ces formules sont valables dans les limites d'approximation de l'hypothèse que, dans la section d'embouchure, l'on puisse négliger $v^2 : 2g$ par rapport à y_0.

Pour l'emploi pratique des formules (30), il suffit donc de déterminer une série de valeurs de F (t) correspondante à une série de valeurs $t_1\, t_2\, t_3 \ldots\ldots t_n$ de la variable t, moyennant lesquelles on peut facilement construire les valeurs de y et v pour toute section du tuyau à un instant quelconque.

Il suffira en effet, étant donnés x et t, de choisir dans la série $t_1\, t_2\, t_3 \ldots t_n$ deux valeurs t_i et t_j qui satisfassent aux relations :

$$t_i = t - \frac{x}{a} \qquad t_j = \theta - \frac{x}{a}$$

et de substituer les valeurs correspondantes de F, c'est-à-dire F (t_i) et F $(t_j$, dans (30).

Or, la détermination des valeurs de F (t) pour la période $0 < t < 2l : a$ peut se faire au moyen de l'équation (14) d'après ce qui a été exposé au chapitre précédent, tandis que pour $t > 2l : a$, cette détermination peut se faire d'après une méthode et au moyen d'une équation analogue, ainsi qu'il sera exposé dans le § suivant.

§ 9. — *Conditions limites à l'orifice de la vanne.*

En faisant dans (30) $x = 0$, l'on a, pour la section d'extrémité près de la vanne :

$$\left.\begin{aligned} Y &= y_0 + F(t) - F\left(t - \frac{2l}{a}\right) \\ V &= v_0 - \frac{g}{a}\left(F(t) + F\left(t - \frac{2l}{a}\right)\right) \end{aligned}\right\} \quad (31)$$

lesquelles sont applicables à partir de $t = 2l : a$.

Or il est évident que, pour l'emploi de (31) pendant la période : $2l : a < t < 4l : a$ les valeurs de $F\left(t - \frac{2l}{a}\right)$ qui doivent y figurer ne sont que les valeurs de $F(t)$ relatives à la période précédente : $0 < t < 2l : a$ et ces valeurs peuvent être déterminées au moyen des formules du § 5.

La seule inconnue dans les 2es membres de (31) est donc $F(t)$, dont la détermination peut se faire par la même méthode au moyen des conditions d'écoulement.

Ce même procédé s'appliquera ensuite à la période suivante $4l : a < t < 6l : a$ et ainsi de suite jusqu'à $nl : a < t < (n + 2)\, l : a$ pour toute la durée du phénomène à laquelle on croit convenable d'étendre la recherche[1].

Ie *Fermeture de la vanne.* — Pendant la fermeture de la vanne, l'équation d'écoulement, transformée d'après la méthode suivie au § 5 en y substituant Y et V au moyen de (31), nous donnerait donc une équation du 2e degré pour la détermination de $F(t)$; mais il est toujours préférable de prendre comme inconnue Y. En remarquant encore que, d'après ce qui a été dit au sujet du degré d'approximation de (31), l'on peut négliger V^2 dans l'équation d'écoulement qui se réduit ainsi à $a^2 = 2gY$, et en désignant par f le *terme connu* $F\left(-t\,\frac{2l}{a}\right)$, il est facile de constater que l'équation du 2e degré, pour la détermination de Y relative à une période quelconque : $nl : a < t < (n + 2)\, l : a$ deviendra :

$$Y^2 - 2Y\left(H - 2f + \frac{a^2\Psi^2(t)}{g}\right) + (H - 2f)^2 = 0, \qquad (32)$$

laquelle ne diffère de (14) que par la substitution de $H - 2f$ au lieu de H dans les 2e et 3e termes. De (32) on peut tirer l'équation de la ligne de charge à un moment donné, etc.

IIe *Arrêt de la vanne.* — En supposant que la vanne s'arrête à l'instant $t = t_1$, en laissant l'orifice d'écoulement ouvert, l'on aura dans (32), à partir de cet instant,

$$\Psi = \Psi_1 = \text{const.}$$

Il est physiquement évident que, dans la période qui suit l'arrêt, la charge variable Y doit se rapprocher progressivement de la charge de régime y_0 ; et la loi de variation de Y dépendra exclusivement de la série des valeurs qu'a eues la fonction F pendant la période de $2l : a$ secondes qui a précédé l'arrêt.

1. Car il est évident que les formules donneront, pour les phénomènes de mouvement varié, une durée illimitée, dans l'hypothèse de fermeture partielle, leur loi étant de quelque façon symptotique au nouvel état de régime, tandis qu'elle doit avoir un caractère oscillatoire dans l'hypothèse de fermeture complète, ainsi que les formules vont nous démontrer. Ces oscillations s'amortissent progressivement sous l'influence des résistances.

En différenciant par rapport à t l'équation (32), dans laquelle on suppose Y et f fonctions de t, tandis que $\Psi = \Psi_1 =$ const., l'on obtient aisément :

$$\frac{\partial Y}{\partial t} = \frac{-2u}{a\Psi^1 + u} \cdot \frac{\partial f}{\partial t} \qquad (\alpha)$$

et, par conséquent, d'après (10) :

$$\frac{\partial F}{\partial t} = \frac{a\Psi_1 - u}{a\Psi_1 + u} \cdot \frac{\partial f}{\partial t}, \qquad (\beta)$$

relations qui nous permettent d'analyser les lois générales du phénomène.

Et, avant tout, comme $a\Psi_1$ est une quantité constante positive, et u une quantité variable, mais toujours positive, l'on déduit de (α) et (β) :

1° Que $\frac{\partial Y}{\partial t}$ est toujours de signe contraire à $\frac{\partial f}{\partial t}$, ce qui signifie que Y varie en sens contraire de f, c'est-à-dire de $F\left(t - \frac{2l}{a}\right)$;

2° Que $\frac{\partial F}{\partial t}$ est toujours plus petit que $\frac{\partial f}{\partial t}$, c'est-à-dire que la différence $F - f$ va toujours en diminuant. Cela revient à dire, d'après (10), que toute série de valeurs de Y relative à une série de valeurs de t qui diffèrent de l'intervalle constant $2l : a$ est régulièrement décroissante (ou croissante s'il s'agit d'un coup de bélier négatif) vers la valeur de régime y_0.

Pendant les intervalles, la charge Y peut pourtant présenter des oscillations rythmiques à amplitude décroissante (période $4l : a$) qui la rapprochent et l'éloignent périodiquement de la valeur y_0.

Cela dépend évidemment soit du signe du coefficient de $\frac{\partial f}{\partial t}$ dans (β), soit du signe de $a\Psi_1 - u$, dont la loi dépend de la loi de variation de u, c'est-à-dire de Y.

Or, il est évident que, puisque Y se rapproche progressivement de y_0, la vitesse u doit se rapprocher progressivement du u_0; et, après un certain nombre de rythmes, la valeur de u sera constamment plus grande ou constamment plus petite que $a\Psi_1$. Le coefficient de $\frac{\partial f}{\partial t}$ dans (β) sera constamment négatif ou constamment positif, selon que $a\Psi_1$ est $\gtrless u_0$.

Dans le premier cas ($a\Psi_1 < u_0$) l'on déduit aisément de (β) que la fonction F sera alternativement croissante et décroissante avec un rythme dont la période est $4l : a$ et dont l'amplitude est progressivement décroissante. Par conséquent la charge Y suivra de même la loi des oscillations amorties en tendant vers la valeur de régime y_0.

Dans le second cas ($a\Psi_1 > u_0$) l'on déduit de (β) que la fonction F sera en définitive constamment croissante ou décroissante, et, par là, que Y sera en définitive simplement asymptotique à y_0.

Mais si, tout en ayant $a\Psi_1 > u_0$, l'on avait, au moment de l'arrêt, $a\Psi_1 > u_0$, il pourrait arriver que la charge Y subisse *une seule oscillation initiale*, pour devenir ensuite asymptotique à y_0.

En effet, la condition pour, qu'après un coup positif, il se produise une première oscillation, est évidemment que, pour $t = t_1 + 2l : a$, l'on ait $Y < y_0$, et cette condition, d'après nos formules, peut se transformer en $a\Psi_1 < \frac{u_0 + u_1}{2}$. Mais une seconde oscillation ne peut pas se produire, car il faudrait que l'on eût, pour $t = t_1 + 4l : a$, $Y > y_0$, condition

qui se transforme de même en $a\Psi_1 < \frac{u_0 + u_2}{2}$, en appelant u_2 la vitesse d'écoulement pour $t = t_1 + 2l : a$.

Or, comme cette dernière condition n'est pas réalisable, car $u_2 < u_0$ tandis que $a\Psi_1 > u_0$, l'on en déduit, qu'après la première oscillation le phénomène se déroule d'après une loi simplement asymptotique à l'état de régime. Dans l'hypothèse du coup positif ($u_1 > u^0$) l'on aurait donc résumé comme suit les trois différentes lois d'après lesquelles, après l'arrêt de la vanne, la charge Y peut varier en se rapprochant de la valeur de régime :

1°) $\frac{u_0 + u_1}{2} > u_0 > a\Psi_1$. La charge Y est asymptotique à y_0 par des oscillations amorties en nombre indéfini.

2°) $\frac{u_0 + u_1}{2} > a\Psi_1 > u_0$. La charge subit une seule oscillation initiale, par laquelle elle devient $< y_0$ et remonte ensuite asymptotiquement à y_0.

3°) $a\Psi_1 > \frac{u_0 + u_1}{2} > u_0$. La charge Y décroît d'après une loi simplement asymptotique à y_0.

III° *Vanne fermée* ($t \geqq \mathcal{T}$). — Au moment $t = \mathcal{T}$ où a lieu la fermeture complète, l'on a $\Psi(\mathcal{T}) = 0$, et (32) se réduit à :

$$Y = H - 2f. \qquad (33)$$

Or il est aisé de constater que (33) est valable indéfiniment pour $t > \mathcal{T}$, et tant que la vanne reste fermée, car (33) se déduit directement de (31) en y faisant $V = 0$ et en éliminant $F(t)$.

Le phénomène hydrodynamique entre alors dans une phase de caractère oscillatoire, et, en effet, la condition $V = 0$ nous donne, d'après la 2e (31) :

$$F(t) + F\left(t - \frac{2l}{a}\right) = \frac{av_0}{g} = H - y_0. \qquad (33\ bis)$$

Cette formule nous dit que F est une fonction telle que la somme des deux valeurs qu'elle prend pour deux valeurs de la variable t qui diffèrent de $2l : a$ est une quantité constante. D'où l'on conclut que F est une fonction périodique qui reprend les mêmes valeurs à des intervalles de $4l : a$.

Par conséquent, et d'après 1e (31), la hauteur de charge Y doit être une fonction de même nature, ce qui nous démontre, qu'à partir de $t = \mathcal{T}$, le phénomène hydrodynamique se réduit à une oscillation périodique, la pression décroissant jusqu'à un certain point pour se relever ensuite et décroître de nouveau, tandis que l'eau sort et rentre alternativement dans le tuyau, avec une pulsation rythmique dont la périoda est $4l : a$.

En appelant Y_1 et f_1 les valeurs de Y et f au moment de la fermeture, c'est-à-dire en faisant :

$$f_1 = F\left(\mathcal{T} - \frac{2l}{a}\right) \qquad Y_1 = H - 2f_1$$

on a en effet, d'après (33 *bis*) :

$$F\left(\mathcal{T} - \frac{2l}{a}\right) = F\left(\mathcal{T} + \frac{2l}{a}\right) = F\left(\mathcal{T} + \frac{6l}{a}\right) = \ldots = f_1$$

$$F(\mathcal{T}) = F\left(\mathcal{T} + \frac{4l}{a}\right) = F\left(\mathcal{T} + \frac{8l}{a}\right) = \ldots = H - y_0 - f_1$$

et la série des valeurs de Y se présente :

pour

$$t = \mathcal{T} \qquad Y = + Y_1$$

$$t = \mathcal{T} + \frac{2l}{a} \qquad Y = - Y_1 + 2y_0$$

$$t = \mathcal{T} + \frac{4l}{a} \qquad Y = + Y_1$$

$$t = \mathcal{T} + \frac{6l}{a} \qquad Y = - Y_1 + 2\, y_0$$

$$t = \mathcal{T} + \frac{8l}{a} \qquad Y = + Y_1.$$

etc. etc.

La pression de la vanne oscille donc, à partir de $t = \mathcal{T}$, entre les valeurs Y_1 et $2y_0 - Y_1$, et l'on peut démontrer que ce sont là, en général, les valeurs maxima et minima de Y pendant la phase oscillatoire.

J'ai dit : en général, mais il est plus exact de dire : *dans l'hypothèse où la fermeture de la vanne, pendant les dernières* 2l : a *secondes, ait lieu d'une façon progressive, sans arrêts ni reculs.*

Et en effet, la fermeture donnant lieu à un coup de bélier positif, l'on aura : $Y_1 > y_0$, c'est-à-dire, d'après (31) : $F(\mathcal{T}) > F\left(\mathcal{T} - \frac{2l}{a}\right)$, d'où il ressort que, dans ladite hypothèse de fermeture progressive, la fonction $F(t)$ est continuellement croissante de $t = \mathcal{T} - \frac{2l}{a}$ jusqu'à $t = \mathcal{T}$.

Il est donc aisé de voir, d'après les formules précédentes, qu'à partir de $t = \mathcal{T}$, cette fonction oscille entre des maxima $F(\mathcal{T}) = H - y_0 - f_1$ et des minima $F\left(\mathcal{T} - \frac{2l}{a}\right) = f_1$.

Les maxima et minima de Y, devant correspondre d'après (31) et (33 *bis*), aux maxima et minima de F, ces maxima et minima seront respectivement Y_1 et $2y_0 - Y_1$, ainsi que j'avais énoncé plus haut.

Cette loi de la variation rythmique de Y n'est pas en général symétrique (et ne pourrait par conséquent être représentée par une fonction trigonométrique), car elle dépend exclusivement de la série des valeurs de F pendant les dernières $2l$: a secondes de la fermeture et ces valeurs sont liées d'une façon fort compliquée à la loi du mouvement de la vanne. Toute recherche différentielle au sujet de ces maxima et minima serait évidemment déplacée, car au moment de la fermeture $t = \mathcal{T}$, l'on a discontinuité algébrique de la fonction qui nous donne la valeur de Y.

Il est enfin à remarquer que si l'on a :

$$H - 2f_1 > 2y^0,$$

c'est-à-dire si :

$$\frac{av_0}{g} - y_0 > 2f_1,$$

la valeur minimum de Y serait négative, c'est-à-dire que, après la fermeture, la colonne liquide serait repoussée par la contraction élastique du tuyau avec une telle violence qu'il s'y produirait des discontinuités et des vides près de la vanne, ce qui troublerait notablement les lois du phénomène. Cette hypothèse n'est pas, dans beaucoup de cas, si loin de la réalité qu'on pourrait le penser.

Ce phénomène de charge oscillante après la fermeture de la vanne et de flux et reflux de l'eau entre le tuyau et le réservoir a été maintes fois observé, et les données qui sont à ma connaissance satisfont à la loi de l'oscillation rythmique à périodes de $4l : a$.

Nous allons maintenant illustrer par un exemple numérique les lois et formules que nous venons de trouver.

Exemple numérique.

Soit un tuyau caractérisé par[1] :

$$l = 400 \qquad a = 1.000$$

dont les conditions de régime sont :

$$y_0 = 90 \qquad v_0 = 2{,}50,$$

et supposant que l'on ferme complètement la vanne d'extrémité avec une vitesse uniforme (loi linéaire) dans l'espace de $\mathcal{T} = 3''$.

Dans un semblable tuyau la durée de la phase de coup direct pour la section $x = 0$ sera de : $2l : a = 0'',8$, et l'on a :

$$H = 345{,}1$$

$$\Psi(0) = \frac{v_0}{u_0} = 0{,}0595$$

$$\Psi(t) = 0{,}0595 \left(1 - \frac{t}{3}\right)$$

$$\Gamma(t) = \frac{a^2 \Psi^2(t)}{g} = 40{,}17\,(3 - t)^2.$$

L'on aura donc, pour la phase du coup direct (de $0''$ à $0''8$), d'après (14) :

$$Y^2 - 2Y\,(345{,}1 + 40{,}17\,(3 - t)^2) + 119.074 = 0, \qquad (14)^*$$

tandis que, pour les phases de contre-coup, jusqu'au moment de la fermeture (de $0'',8$ à $3''$), l'on aura, d'après (32) :

$$Y^2 - 2Y\,(345{,}1 - 2f + 40{,}17\,(3 - t)^2) + (345{,}1 - 2f)^2 = 0, \quad (32)^*$$

et enfin, pour les phases d'oscillation rythmique ($t \geqq 3''$), d'après $(33)^*$:

$$Y = 345{,}1 - 2f. \qquad (33)^*$$

Au moyen de $(14)^*$ $(32)^*$ $(33)^*$ ainsi que des formules précédemment données, j'ai calculé, pour une durée de $5''$ et à des intervalles de $0''2$, les valeurs de Y et V pour la section près de la vanne ($y = 0$), ainsi que les valeurs de F (t) ; et au moyen de celles-ci les valeurs de y et de v pour la section centrale du tuyau ($x = 200$) et de v pour la section d'embouchure ($x = 400$).

Pour mieux éclaircir la méthode, j'esquisse en détail la suite des calculs.

1° De $0''$ à $0''8$, l'équation $(14)^*$ nous donne les valeurs de Y et, au moyen de (8 *bis*) l'on a les valeurs de V et F(t).

1. D'après l'observation à la fin du § 2, il est inutile de donner le diamètre et l'épaisseur du tuyau non plus que son module d'élasticité, toutes ces quantités s'absorbent dans le paramètre a.

2° De 0″8 à 1″6, l'équation (32)* s'emploie en y substituant, au lieu de f, les valeurs de F (t — 0,8) précédemment calculées. L'on a ainsi Y, et, au moyen de (31), V et F (t). Ce procédé se répète de 1″6 à 2″4 et de 2″4 à 3″.

3° A partir de 3″, l'équation (33)* nous donne par simple addition les valeurs de Y et (33 *bis*) de même les valeurs de F (t).

4° Les valeurs de y et v pour la section centrale se construisent au moyen des valeurs de F (t) ainsi que des :

a) Relations (8) pour la phase de coup direct qui dure de 0″4 à 1″2 ;

b) Relations (10) pour toutes les phases suivantes, en faisant dans (8) et (10) : $x = 200$.

5° Enfin les valeurs de v, pour la section d'embouchure, se dérivent de (30 *bis*) au moyen des valeurs de F (t).

Toutes ces opérations numériques sont de la simplicité la plus élémentaire.

On construit aussi la Table ci-dessous des valeurs du coup de bélier de fermeture.

$t =$	VALEURS de F(t)	SECTION près de la vanne $x = 0$		SECTION CENTRALE $x = 200$		SECTION d'embouch. $x = 400$
		V	Y	v	y	v
0″		2,50	90	2,50	90	2,50
0,2	7,41	2,427	97,41	2,50	90	2,50
0,4	15,61	2,347	105,61	2,427	97,41	2,50
0,6	24,78	2,257	114,78	2,347	105,61	2,355
0,8	34,81	2,159	124,81	2,184	107,37	2,194
1″	45,11	1,985	128,70	2,006	109,20	2,014
1,2	55,89	1,799	130,28	1,815	110,33	1,818
1,4	66,02	1,610	131,24	1,611	111,08	1,616
1,6	76,34	1,411	131,53	1,411	110,91	1,405
1,8	86,64	1,209	131,53	1,204	110,45	1,206
2″	96,70	1,004	130,81	1,004	110,62	1,004
2,2	107,01	0,804	130,99	0,804	110,36	0,802
2,4	117,23	0,602	130,89	0,602	110,37	0,602
2,6	127,45	0,401	130,81	0,404	110,53	0,403
2,8	137,85	0,202	131,15	0,202	110,44	0,202
3″	148,09	0	131,08	0	110,62	0
3,2	137,87	—	110,64	— 0,202	110,64	— 0,202
3,4	127,65	—	90,20	— 0,202	90,02	— 0,403
3,6	117,25	—	69,40	— 0,202	69,56	— 0,202
3,8	107,01	—	48,92	0	69,38	0
4″	117,23	—	69,38	+ 0,202	69,36	+ 0,202
4,2	127,45	—	89,80	+ 0,202	89,98	+ 0,403
4,4	137,85	—	110,60	+ 0,202	110,44	+ 0,202
4,6	148,09	—	131,08	0	110,62	0
4,8	137,87	—	110,64	— 0,202	110,64	— 0,202
5″	127,65	—	90,20	— 0,202	90,02	— 0,403
5,2	117,25	—	69,40	— 0,202	69,56	— 0,202
5,4	107,01	—	48,92	0	69,38	0
	etc.		etc.	etc.	etc.	etc.

Je remarque avant tout que le phénomène de la pulsation rythmique à périodes $4l : a = 1''6$, qui a lieu après la fermeture, ressort très clairement des données de la

Table. En effet, après $\mathcal{T} = 3''$, la charge en amont de la vanne oscille entre le maximum de $Y_1 = 131{,}03$ et le minimum de $2\,y_0 - Y_1 = 48{,}92$, tandis que la vitesse à l'embouchure oscille entre $+ 0{,}403$ et $- 0{,}403$.

Pour la section centrale du tuyau, les valeurs de la charge et de la vitesse oscillent entre des limites plus restreintes.

Si la fermeture de la vanne n'avait pas été complète, nous aurions pu avoir tout de même, après son arrêt, une oscillation rythmique décroissante, pourvu que la vanne eût rétréci d'au moins $^1/_3$ l'orifice d'écoulement, car l'on aurait alors $a\Psi_1 < u_0$.

Ainsi, en supposant que la vanne s'arrête après $2''$, ayant rétréci de $^2/_3$ l'orifice d'écoulement, la série des valeurs de Y, après $t = 2''$, serait la suivante :

$t =$	Y =	$t =$	Y =	$t =$	Y =
$2''$	130,81	$3''$	80,10	$4''$	91,55
2,2	116,37	3,2	85,62	4,2	89,77
2,4	101,93	3,4	90,64	4,4	88,04
2,6	87,62	3,6	95,38	4,6	88,75
2,8	74,39	3,8	93,46	4,8	89,45
				$5''$	90,07
				5,2	90,71
				...	.....

d'où il ressort clairement que la série des valeurs de Y est asymptotique à la charge de régime $y_0 = 90$, à travers des oscillations d'amplitude décroissante, tandis que les maxima, qui ont lieu pour $t = 2''$, $3''6$, $5''2$... et les minima qui ont lieu pour $t = 2''8$, $4''4$... marquent la période du rythme de la charge en $1''6 = 4l : a$.

Mais les données numériques de la Table *a*, p. 42, nous suggèrent d'autres observations bien plus importantes, qui ont trait aux phases de contre-coup avant la fermeture complète de la vanne.

Je remarque en effet que, à partir de $t = 1''$, et jusqu'à $t = \mathcal{T} = 3''$:

A) La charge Y en amont de la vanne reste à peu près constante et égale à 131 mètres ;

B) La charge y dans la section centrale est de même constante et égale à la moyenne entre Y et y_0, d'où l'on peut conclure que la surcharge due au coup de bélier est distribuée linéairement le long du tuyau (la ligne de charge est une droite) ;

C) La vitesse de l'eau est égale aux deux extrémités et au milieu du tuyau, d'où l'on peut conclure que la colonne liquide tout entière marche avec une seule et même vitesse décroissante.

En résumant ces remarques, nous pouvons dire que la phase de contre-coup pendant la fermeture de la vanne satisfait avec une très grande approximation aux conditions :

$$\frac{\partial y}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0.$$

Il vaut évidemment la peine de rechercher quelles sont, en général, les conditions nécessaires pour que des propriétés si remarquables puissent se vérifier.

§ 10. — *Conditions de charge constante pendant les phases de contre-coup.*

D'après le théorème de Taylor, l'on a :

$$\left.\begin{aligned} F\left(t - \frac{x}{a}\right) &= \quad \ldots\ldots\ldots \quad = F(t) - \frac{x}{a} F'(t) + \Sigma_1 \\ F\left(0 - \frac{x}{a}\right) = F\left(t - \frac{2l - x}{a}\right) &= F(t) - \frac{2l - x}{a} F'(t) + \Sigma_2 \end{aligned}\right\} \quad (34)$$

où Σ_1 et Σ_2 représentent les termes contenant les dérivées supérieures F'', F''', etc.

Si maintenant nous supposons que Σ_1 et Σ_2 soient nuls par le fait que, F′ étant constante, les dérivées F′, F″, etc. sont nulles, et si, dans cette hypothèse, nous substituons (34) dans les expressions générales (30) de y et de v, nous aurons :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + 2\,\frac{l-x}{a}\,F'(t) \\ v &= v_0 - 2\,\frac{g}{a}\left(F(t) + \frac{l}{a}\,F'(t)\right) \end{aligned}\right\} \quad (35)$$

Ces expressions réalisent précisément les lois constatées et énoncées à la fin de l'exemple numérique, c'est-à-dire que v est indépendant de x et a, par conséquent, la même valeur pour toutes les tranches de la colonne liquide, tandis que y est constante dans chaque section (F′ étant par hypothèse constant), et la ligne de charge le long du tuyau est une ligne droite dont 1re (35) donne l'équation.

Or l'on peut facilement démontrer que la fermeture de la vanne avec une vitesse uniforme $\Psi(t)$ fonction linéaire d'après (16) satisfait précisément aux conditions :

$$F' = \text{const.} \qquad F'' = F''' = \ldots = 0$$

dans les mêmes limites d'approximation des équations (30), c'est-à-dire en négligeant la hauteur de charge correspondante à la vitesse de l'eau, par rapport à la hauteur de charge qui règne dans le tuyau ; ce qui nous autorise à négliger V^2 par rapport à u^2 dans l'équation d'écoulement.

Et en effet, la condition F′ = const. est, d'après (35), équivalente à :

$$\frac{\partial y}{\partial t} = 0, \qquad \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0,$$

soit, pour la section $x = 0$:

$$\frac{\partial Y}{\partial t} = 0, \qquad \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} = 0.$$

D'après ces deux dernières conditions, si l'on différencie trois fois l'équation d'écoulement :

$$u^2 = \frac{V^2}{\Psi^2(t)} = 2gY,$$

l'on arrive aisément à :

$$3\,\Psi'\Psi'' + \Psi\Psi''' = 0,$$

condition qui est toujours satisfaite si $\Psi(t)$ est une fonction linéaire, car on a alors :

$$\Psi'' = \Psi''' = 0.$$

Il est ainsi démontré que si, comme d'ordinaire, la fermeture de la vanne a lieu avec une vitesse sensiblement uniforme, la phase de contre-coup pendant $t < \mathcal{T}$ prend pour ainsi dire l'allure d'une *phase de régime du mouvement varié*, la ligne de charge, représentée par une droite, se conservant invariable jusqu'au moment $t = \mathcal{T}$ de la fermeture complète.

L'ordonnée Y de cette ligne de charge, en amont de la vanne, représente donc pratiquement la charge maximum produite par le coup de bélier, c'est-à-dire, au point de vue technique, la plus importante des inconnues du problème.

Cette charge maximum Y_1 peut être déterminée directement d'une façon très simple et sans passer à travers la chaîne d'équations du 2e degré, mais en résolvant une seule équation, ainsi que je vais le démontrer.

§ 11. — Calcul de la charge maximum produite par le coup de bélier dans un tuyau de longueur donnée.

En différenciant une fois l'équation d'écoulement, avec la condition $\frac{\partial Y}{\partial t} = 0$, l'on obtient :

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \Psi'(t)\sqrt{2gY},$$

tandis qu'en différenciant 2e (35) pour la section $x = 0$, où $v = V$, l'on a :

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{2g}{a} F'(t).$$

En égalant ces deux valeurs de $\frac{\partial V}{\partial t}$, on en tire F' en fonction de Ψ', et en le substituant dans 1re (35), l'on obtient :

$$Y = y_0 + l\Psi'\sqrt{\frac{2Y}{g}},$$

soit une équation du 2e degré pour déterminer la hauteur de charge maximum Y_1 lorsque Ψ' est connu.

Dans l'hypothèse que la fermeture ait lieu avec une vitesse uniforme, c'est-à-dire que Ψ soit une fonction linéaire, l'on a, d'après (16) :

$$\Psi'(t) = -\frac{1}{\mathcal{T}}\frac{v_0}{u_0} = -\frac{1}{\mathcal{T}}\frac{v_0}{\sqrt{2gy_0}},$$

et en faisant :

$$\frac{Y}{y_0} = z \qquad \frac{lv_0}{g\mathcal{T}y_0} = n,$$

ladite équation du 2e degré peut s'écrire :

$$z^2 - z(2 + n^2) + 1 = 0. \qquad (36)$$

C'est là, au point de vue technique, l'un des résultats les plus importants de ces recherches, dont l'objet principal est sans doute la détermination[1] de la charge maximum

1. Dans le *Traité des turbo-machines* de A. Rateau (Dunod, 1900), l'on rencontre une formule qui peut, dans certaines limites des valeurs numériques du problème, être considérée comme une solution approchée de (36). L'on tire en effet de sa formule (149), p. 245, que la charge maximum produite par le coup de bélier, en adoptant mes notations, serait donnée par $z = \frac{2+n}{2-n}$, et cette expression peut en effet représenter d'une façon approchée une racine de (36), tant que n est assez petit par rapport à l'unité. Ainsi, dans notre *Exemple numérique*, l'on aurait $n = 0{,}378$, et cette expression donnerait la valeur assez rapprochée $z = 1{,}466$,

Mais si n n'est pas assez petit par rapport à l'unité, et si, par exemple, dans notre *Exemple*, l'on avait :

$$y_0 = 60 \text{ au lieu de } 90$$
$$l = 700 \text{ au lieu de } 400,$$

l'on aurait $n = 0{,}992$, et (36) donnerait :

$$z^2 - 2{,}984\ z + 1 = 0,$$

d'où $z = 2{,}107$, tandis que la formule approchée de Rateau donnerait $z = 2{,}967$.

du coup de bélier produit par la fermeture d'une vanne dans les conditions ordinaires de vitesse.

L'on tire de (36) :

$$z = 1 + \frac{1}{2} n \left(n \pm \sqrt{n^2 + 4}\right), \qquad (36\ bis)$$

c'est-à-dire que des deux racines de (36), l'une est plus grande et l'autre plus petite que l'unité ; et il faudra choisir la première lorsqu'il s'agit d'un mouvement de fermeture de la vanne (coup de bélier positif), et la seconde lorsqu'il s'agit d'un mouvement d'ouverture (coup de bélier négatif $Y < y_0$) (§ 13).

Ainsi, pour notre *Exemple numérique*, l'on aurait :

$$z^2 - 2{,}143 \quad z + 1 = 0, \qquad \text{d'où :} \qquad z = 1{,}456 \qquad Y_1 = 131{,}04,$$

chiffre qui correspond exactement aux valeurs données dans la Table p. 42, pour la charge en amont de la vanne pendant la période entre $t = 1''$ et $t = \mathcal{T} = 3''$.

Il est à remarquer encore que (36) est indépendante de a (c'est-à-dire de E, ε, ω et des dimensions du tuyau) et il n'en pouvait être autrement, car la déformation élastique soit du tuyau, soit du liquide, ne doit entrer en jeu d'aucune manière tant que la charge reste constante dans chaque section, ainsi qu'il a lieu d'après les conditions que présuppose (36).

Enfin, pour l'emploi de (36), il est bon de se rappeler :

1° Que les conditions nécessaires et suffisantes pour que la charge maximum Y_1, déterminée par (36), ait réellement lieu, sont :

a) Que le mouvement de fermeture de la vanne se fasse avec une vitesse constante;

b) Que la durée de ce mouvement soit $> 2l : a$, en permettant ainsi d'atteindre en plein la phase de contre-coup ;

2° Que, dans l'hypothèse de fermeture partielle, la valeur de $\mathcal{T}$ qui doit figurer dans n est le temps total qui serait nécessaire à la fermeture complète, si l'on continuait le mouvement de fermeture avec cette même vitesse.

Un emploi très intéressant de (36) au point de vue technique consiste dans la détermination de cette vitesse, c'est-à-dire de $\mathcal{T}$, de façon que les phénomènes hydrodynamiques qui s'ensuivent satisfassent à certaines conditions. Ainsi, l'on peut se proposer les problèmes suivants :

A. *Déterminer la valeur de $\mathcal{T}$ de façon que la charge maximum Y_1 ne dépasse pas une valeur donnée.*

En considérant dans (36) $\mathcal{T}$ comme inconnue, l'on en tire facilement :

$$\mathcal{T} = \frac{l v_0}{g\,(Y_1 - y_0)} \sqrt{\frac{Y_1}{y_0}}.$$

B. *Déterminer la valeur de $\mathcal{T}$ de façon que, si le mouvement de la vanne est poussé jusqu'à fermeture complète, la charge minimum $2y_0 - Y_1$, pendant les rythmes de dépression de la phase oscillatoire qui s'ensuit, ne devienne point négative.*

La condition $2y_0 - Y_1 > 0$, qu'on peut écrire $z < 2$, nous donne en effet, d'après (36 *bis*), $n\sqrt{2} < 1$, c'est-à-dire :

$$\mathcal{T} > \frac{\sqrt{2}}{g} \frac{l v_0}{y_0} \qquad \text{soit :} \qquad \mathcal{T} > 0{,}144\, \frac{l v_0}{y_0}.$$

Ainsi, dans le cas de notre Exemple numérique, en faisant $l = 400$, $v_0 = 2{,}50$, $y_0 = 90$, la formule précédente nous donnerait $\mathcal{T} > 1''6$.

La simplicité des formules qui régissent les lois de ces phénomènes qui sembleraient, au premier abord, devoir être très compliquées, est sans contredit digne de remarque.

NOTE AUX CHAPITRE II ET III

Dans l'exposé des deux chapitres précédents, j'ai analysé les lois du coup de bélier *typique*, lequel, d'après ces lois, se déroule en plusieurs phases distinctes et successives, que l'on peut résumer comme il suit :

I. — *Phase du coup simple ou direct pendant le mouvement de la vanne*, caractérisée par une seule *action vibratoire* se propageant, de la vanne, dans le sens $+ x$. La durée de cette phase, pour la section d'abscisse x, est égale à $(2l - x) : a$.

II. — *Phase de contre-coup pendant le mouvement de la vanne*, caractérisée par la coexistence de deux actions vibratoires se propageant en sens contraires $+ x$ et $- x$, dont l'une est produite par le mouvement de la vanne et l'autre par la réaction du réservoir. Si le mouvement de la vanne est uniforme, cette phase se déroule comme une *phase de régime* du mouvement varié, à charge constante pour chaque section et vitesse égale pour toute la colonne liquide.

III. — *Phases de contre-coup après l'arrêt de la vanne*, pendant lesquelles les deux actions vibratoires peuvent engendrer des oscillations rythmiques de la charge et de la vitesse, dont la période est égale à $4l : a$.

Ces oscillations se produisent nécessairement en nombre indéfini et avec une amplitude constante, si le mouvement de la vanne est poussé jusqu'à la fermeture complète, tandis qu'elles peuvent ne pas se produire, ou se produire en nombre indéfini, ou se réduire à une seule oscillation si l'arrêt de la vanne a lieu avant la fermeture complète, et l'allure en est asymptotique au nouvel état de régime.

Or il est de toute évidence que, si la fermeture complète de la vanne a lieu dans un temps $\mathcal{T} < 2l : a$, la deuxième phase est supprimée sur une longueur de tuyau égale à $l - \frac{1}{2} a\mathcal{T}$ à partir de la vanne, et que, dans chaque section de cette partie du tuyau, la charge atteint la valeur maximum H à l'instant où $t = \mathcal{T} + \frac{x}{a}$.

L'on a donc, dans cette partie du tuyau, le phénomène de charge constante H pendant une partie de la phase de coup direct dont la durée est $2(l - x) : a - \mathcal{T}$ et, par conséquent, décroissante depuis $2l : a - \mathcal{T}$, pour la section près de la vanne, jusqu'à zéro pour la section d'abscisse $x = l - \frac{1}{2} a\mathcal{T}$.

Pour les sections de ladite partie du tuyau, la phase de coup direct est évidemment suivie d'emblée par la phase de contre-coup oscillatoire, la charge oscillant entre H et $2y_0 - H$ avec des intervalles d'arrêt à pression constante.

La dépression maximum sera donc négative si $2y_0 < H$, et c'est là précisément la condition même que nous avons trouvée au § 6 pour que la force vive du jet aille croissant pendant les premiers instants du mouvement de la vanne.

Nous avons alors remarqué que cette condition est d'ordinaire satisfaite dans les installations hydrauliques pour force motrice. Mais il est assez difficile de réaliser, dans cette sorte d'installation, une pareille vitesse de fermeture.

CHAPITRE IV

Problèmes divers.

§ 12. — *Le coup de bélier dans un tuyau incliné.*

Les tuyaux de conduite pour force motrice sont en général inclinés et disposés de façon à amener l'eau d'un réservoir supérieur, à niveau libre, aux turbines installées à l'extrémité inférieure ; et l'on rencontre de même des tuyaux inclinés dans les syphons de conduite d'alimentation.

Il est donc fort intéressant, au point de vue technique, d'étendre au cas du tuyau incliné les formules générales obtenues pour le tuyau horizontal.

Je suppose que l'axe du tuyau soit rectiligne, et, en appelant α l'angle qu'il forme avec l'horizon, je prends l'extrémité inférieure comme origine des abscisses x, mesurées le long de cet axe.

Il est avant tout aisé de se persuader que les équations différentielles (7), d'après la manière dont elles ont été obtenues, sont aussi bien valables pour le tuyau incliné, pourvu que la première soit complétée par l'adjonction d'un terme, d'ailleurs très facile à déterminer, qui représente le travail de la gravité. L'on aura ainsi :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} &= g\,\frac{\partial y}{\partial x} + g \sin \alpha \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{g}{a^2}\,\frac{\partial y}{\partial t} \end{aligned}\right\} \quad (37)$$

Pour l'intégration de (37), il est en plus nécessaire de supposer que le paramètre a reste constant, ce qui n'est pas rigoureusement exact, car dans un tuyau incliné, l'épaisseur e des parois est en général décroissante de bas en haut. Mais si l'on considère que, de ce chef, la variation que peut subir a n'est pas en général très grande (v. § 3), l'on pourra, avec une approximation satisfaisante dans la plupart des cas, adopter une valeur moyenne. Sous cette réserve, les intégrales de (37) sont données par :

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 - x \text{ ain } \alpha + \mathrm{F} - f \\ v &= v_0 - \frac{g}{a}\,(\mathrm{F} + f) \end{aligned}\right\} \quad (38)$$

qui ne diffèrent de (10) que par l'adjonction du terme $- x \sin \alpha$ dans l'expression de y.

De (38) l'on peut de suite conclure que, pour la phase de coup direct ($f = 0$) toutes les formules établies pour le tuyau horizontal sont valables pour le tuyau incliné.

En effet, les procédés analytiques pour la détermination de la charge variable, ainsi que les recherches au sujet de la force vive du jet, etc., sont déduites des conditions hydrodynamiques en amont de la vanne, c'est-à-dire en faisant $x = 0$, ce qui rend (38) identiques à (10).

La seule différence sera donc que, pour le tuyau incliné, les ordonnées de la ligne de charge se trouvent diminuées de $x \sin \alpha$.

Mais il en est de même pour les phases de contre-coup, car la condition limite à

l'embouchure ($x = l$) étant, pour le tuyau incliné $y = 0$, tandis que $l \sin \alpha = y_0$, la condition analytique qu'on déduit ainsi de (38) est identique à (29). Toutes les conditions et formules obtenues pour le tuyau horizontal sont donc applicables au tuyau incliné, sous la seule réserve que les ordonnées de la ligne de charge le long du tuyau doivent être diminuées de $x \sin \alpha$.

§ 13. — *Le coup de bélier négatif.*

L'on désigne par ce nom le phénomène de dépression ou chute de la charge qui se produit et se propage le long du tuyau par suite du mouvement d'ouverture d'une vanne en aval ou par suite du mouvement de fermeture d'une vanne en amont.

La manœuvre pour la mise en fonction d'un tuyau dans le premier cas et pour sa mise hors de fonction dans le second en sont des cas typiques, et la rupture d'un tuyau en serait un cas extrême.

La généralité des formules du mouvement varié que j'ai données dans les chapitres précédents nous permet d'aborder cette catégorie de problèmes sans nous engager dans aucune nouvelle recherche théorique, mais seulement au moyen d'une convenable explication et interprétation de ces mêmes résultats et formules.

Je vais exposer, à titre d'exemple, les formules qui ont trait :

(A) A la mise en fonction d'un tuyau par l'ouverture d'une vanne d'aval ;

(B) Au mouvement d'une vanne située dans une section quelconque d'un tuyau de conduite ; et j'illustrerai le cas A au moyen d'exemples numériques.

A. *Mise en fonction d'un tuyau de conduite.* — En gardant toutes les notations précédentes, les conditions à introduire dans les formules sont évidemment :

$$\Psi(0) = 0, \qquad v_0 = 0, \qquad \text{et par suite :} \qquad H = y_0.$$

L'équation (14) nous donne alors, pour la détermination de la charge pendant la phase de coup direct :

$$Y^2 - 2Y\left(y_0 + \frac{a^2\Psi^2}{g}\right) + y_0^2 = 0, \tag{39}$$

qu'on peut aussi écrire :

$$a\Psi = (y_0 - Y)\sqrt{\frac{g}{2Y}}, \tag{39 bis}$$

tandis que (32) nous donne, pour les phases de contre-coup :

$$Y^2 - 2Y\left(y_0 - 2f + \frac{a^2\Psi^2}{g}\right) + (y_0 - 2f)^2 = 0, \tag{40}$$

dans lesquelles j'ai écrit pour abréger Ψ au lieu de $\Psi(t)$.

Si le mouvement d'ouverture a lieu d'après une loi linéaire, l'on aura :

$$\Psi = \Psi_1 \frac{t}{\mathcal{T}} = \frac{v_1}{\sqrt{2gy_0}} \frac{t}{\mathcal{T}}, \tag{41}$$

en appelant Ψ_1 la valeur de Ψ à la fin du mouvement d'ouverture dont $\mathcal{T}$ est la durée, tandis que v_1 est la vitesse de régime correspondante.

Dans cette hypothèse de loi linéaire, et si $\mathcal{T} > 2l : a$, nous pouvons conclure, d'après les raisonnements du § 11, que, pendant la phase de contre-coup et jusqu'au moment de

l'arrêt, la charge se conserve constante dans chaque section, sa valeur Y_1 en amont de la vanne étant donnée par la racine < 1 de l'équation identique à (36) :

$$z^2 - z\left(2 + \left(\frac{lv_1}{g\mathcal{T}y_0}\right)^2\right) + 1 = 0, \qquad (42)$$

dans laquelle $z = Y_1 : y_0$.

Si enfin l'on voulait déterminer la vitesse d'ouverture de la vanne, c'est-à-dire $\mathcal{T}$, de façon que la chute de charge à la fin de la phase de coup direct (qui est évidemment la chute maximum pendant le fonctionnement de la vanne) ne dépasse pas une certaine limite Y_s, l'on aura, d'après (39 *bis*) et (41), en faisant $t = 2l : a$ et en éliminant Ψ :

$$\mathcal{T} = \frac{lv_1}{gy_0}\,\frac{2\sqrt{s}}{1 - s}, \qquad (43)$$

où $s = Y_s : y_0$.

Mais si l'arrêt de la vanne a lieu avant la fin de la phase de coup direct, la charge Y se conserve constante pour le reste de cette phase et est donnée par (39) en y faisant $\Psi = \Psi_1$.

A partir donc de l'arrêt de la vanne, si $\mathcal{T} > 2l : a$ ou à partir de $t = 2l : a$ si $\mathcal{T} < 2l : a$, la charge commence à remonter vers y_0, tandis que les conditions hydrodynamiques de la colonne liquide tendent à se rapprocher de l'état de régime.

La loi de cette phase asymptotique est donnée par (40), et, en se rappelant les considérations du § 9, l'on peut dire que :

1° Si $a\Psi_1 > u_0$, le phénomène a une allure simplement asymptotique au nouvel état de régime ;

2° Si $a\Psi_1 < u_0$, le phénomène prend une allure oscillatoire à période $4l : a$, et il se produit une série de coups positifs d'intensité décroissante. J'observe enfin que, puisque $v_1 = \Psi_1 u_0$, la condition $a\Psi_1 \gtreqless u_0$ se réduit à $v_1 \gtreqless \frac{2g}{a}\,y_0$ soit numériquement à peu près à $v_1 \gtreqless 0{,}02 \cdot y_0$, et, par conséquent, dans les limites ordinaires des valeurs de v_1 et y_0, les deux cas peuvent pratiquement se vérifier.

Dans le cas où $a\Psi_1 < u_0$, le contre-coup positif le plus intense est le premier de la série, lequel a lieu $(2l : a)''$ après l'arrêt de la vanne (ou à l'instant $t = 4l : a$ si $\mathcal{T} < 2l : a$), et il est intéressant de rechercher quelle est la valeur de Ψ_1 qui rend maximum ce contre-coup positif.

Puisque, au moment de l'arrêt de la vanne, on a $Y_1 < y_0$, il est évident que pour $t = \mathcal{T} + 2l : a$ dans (40), le symbole f désignera une quantité négative, de sorte que la charge de contre-coup positif, pour une valeur donnée de Ψ_1, sera d'autant plus grande que $-f$ est plus grand, c'est-à-dire que la chute de charge au moment de l'arrêt a été plus marquée. La première condition pour que le contre-coup positif soit maximum est donc que le mouvement d'ouverture de la vanne ait lieu pendant la phase de coup direct, c'est-à-dire que l'on ait $\mathcal{T} \leqq 2l : a$.

Nous aurons donc, à la fin de la phase de coup direct, d'après (39 *bis*) :

$$a\Psi = (y_0 = Y_s)\sqrt{\frac{g}{2Y}},$$

et, au moment du contre-coup positif :

$$f = Y_s - y_0.$$

En substituant ces valeurs dans (40) et faisant : $s = Y_s : y_0$, $z = Y_1 : y_0$, l'on obtient, pour la détermination de la charge du contre-coup positif :

$$z^2 - 2z\left(3 - 2s + \frac{(1-s)^2}{2s}\right) + (3-2s)^2 = 0. \qquad (44)$$

Si maintenant l'on différencie (44) par rapport à s avec la condition $\frac{\partial z}{\partial s} = 0$, l'on obtient, pour déterminer la valeur de s qui rend z maximum, l'équation du 3e degré :

$$12s^3 - 20s^2 + 2s + 3 = 0,$$

dont la seule racine réelle $s = 0{,}554$, nous donne, au moyen de (44) :

$$z \text{ max.} = 1{,}228,$$

et (39 *bis*), pour la valeur correspondante de Ψ_1 :

$$a\Psi_1 = 0{,}3\, u_0.$$

Nous pouvons donc dire que :

Si, pour la mise en fonction d'un tuyau de conduite, l'on ouvre la vanne de $\Psi_1 = 0{,}3\, u_0 : a$ *dans un temps* $\mathcal{T} \leqq 2l : a$, *l'on aura, à l'instant* $t = 4l : a$, *un contre-coup positif en amont de la vanne pour lequel* $Y_1 = 1{,}228\, y_0$; *et c'est là le contre-coup positif d'intensité maximum que l'on peut produire par un mouvement d'ouverture de la vanne.*

Mais, sans nous attarder à cette détermination du maximum, il est peut-être plus important de remarquer que, tant que s est compris entre 0,5 et 0,7, et par là $a\Psi_1$ entre $0{,}35\, u_0$ et $0{,}18\, u_0$, l'on a toujours $z > 1{,}2$, soit un remarquable contre-coup positif.

J'observe enfin que si, après avoir ouvert la vanne de $\Psi_1 = 0{,}3\, u_0 : a$ pendant les premières $(2l : a)''$, on la ferme de nouveau pendant les $(2l : a)''$ suivantes, *l'intensité du coup de bélier positif qui se produit à l'instant de la fermeture dépasse l'intensité du coup de bélier maximum que l'on pourrait produire avec une fermeture rapide en partant des conditions de régime relatives à cette même ouverture de vanne.*

Car, dans le premier cas, en faisant dans (40) :

$$\Psi = 0 \qquad f = Y_s - y_0 = -0{,}445\, y_0,$$

l'on obtient : $$Y_1 = 1{,}89\, y_0,$$

tandis que la charge du coup de bélier maximum, en partant de l'état de régime dans lequel la vitesse $v_1 = \Psi_1 u_0 = \frac{0{,}3\, u_0^2}{a}$, serait, d'après (13) :

$$Y_1 = H = 1{,}60\, y_0.$$

Ces spécimens des recherches que l'on peut instituer au sujet des phénomènes hydrodynamiques produits par les mouvements des vannes nous démontrent encore une fois l'inépuisable fécondité des formules rationnelles du mouvement varié, lesquelles nous permettent de maîtriser complètement cette classe de phénomènes.

Exemples numériques. — Soit un tuyau caractérisé par :

$$l = 5.000 \qquad a = 1.000 \qquad y_0 = 50 \qquad \text{d'où :} \qquad 2l : a = 10'',$$

qu'on doit mettre en fonction en ouvrant la vanne d'extrémité d'un mouvement linéaire pour une vitesse de régime $v_1 = 1{,}565$, d'où :

$$\Psi_1 = v_1 : u_0 = 0{,}05.$$

L'on a donc $a\Psi_1 > u_0$, de sorte qu'on n'aura aucune oscillation de la charge après l'arrêt de la vanne, quelle que soit la vitesse d'ouverture.

1er cas. — Si, en plus, nous posons la condition que cette vitesse d'ouverture soit telle que la chute de charge à la fin de la phase de coup direct ne dépasse pas la moitié de la charge de régime y_0, la relation (43), en faisant $s = 0{,}5$, nous donne $\mathcal{T} = 45''$.

Dans cette hypothèse, j'ai calculé de 5″ en 5″ les valeurs de Y :

Au moyen de (39) pour $t < 10''$
— (40) — $t > 10''$

en y faisant :

$$\Psi = 0{,}05\, t : 45 = 0{,}0111\, t \text{ jusqu'à } t = 45''$$
$$\Psi = \Psi_1 = 0{,}05 \qquad \text{pour } t = 45''$$

J'ai aussi exhibé les valeurs de F (t) calculés :

Au moyen de $F(t) = Y - y_0$ jusqu'à $t = 10''$
— $F(t) = Y - y_0 - F(t - 10)$ pour $t > 10''$

valeurs qui résultent naturellement négatives.

L'on a ainsi :

$t = 0''$	$Y = 50$	$F(t) = 0$
5″	31,97	18,03
10″	25,00	25,00
15″	39,03	29,00
20″	38,24	36,76
25″	34,92	44,08
30″	34,75	52,01
35″	34,68	59,40
40″	35,09	66,92
45″ (arrêt)	35,07	74,33
50″	40,36	76,56
55″	45,81	78,52
60″	47,68	78,88

d'où il résulte que Y est simplement asymptotique à y_0 après l'arrêt de la vanne.

La valeur approximativement constante de Y, pendant la phase de contre-coup avant l'arrêt de la vanne, est d'à peu près 35 m. En effet l'on aurait, d'après (42) :

$$z^2 - 2{,}1202\, z + 1 = 0,$$

d'où : $z = 0{,}708$ $\qquad Y_1 = zy_0 = 35{,}4.$

2e cas. — Si l'on suppose que la vanne soit ouverte de la même quantité proportionnelle $\Psi_1 = 0{,}05$ en untemps $\mathcal{T} < 10''$, l'on a, dans ce cas, une chute de charge très marquée, le phénomène étant caractérisé par des pauses à pression constante de durée $10'' - \mathcal{T}$ qui se succèdent par périodes de 10″, et la charge augmentant de l'une à l'autre asymptotiquement à y_0.

En faisant par exemple $\mathscr{T} = 5''$, la série de valeurs de Y, de seconde en seconde, serait :

$t = 0''$	Y = 50,00	$t = 11''$	Y = 13,54	$t = 21''$	Y = 35,20	$t = 31''$	Y = 46,01
1″	26,67	12″	19,71	22″	39,05	32″	47,23
2″	15,01	13″	23,58	23″	40,63	33″	47,57
3″	9,11	14″	25,05	24″	41,86	34″	47,92
4″	5,95	15″	26,18	25″	42,36	35″	48,07
5″	4,13	16″	—	26″	—	36″	—
6″	—	17″	—	27″	—	37″	—
7″	—	18″	—	28″	—	38″	—
8″	—	19″	—	29″	—	39″	—
9″	—	20″	—	30″	—	40″	—
10″	—						

3e cas. — Et si enfin, dans l'hypothèse de mouvement de la vanne du 1er cas, l'on arrête la vanne à la fin de la phase de coup direct ($t = 10''$) après avoir ouvert les 2/9 de l'orifice de régime, l'on aurait : $a\Psi_1 = \frac{2}{9}\,50 = 11,1$, tandis que $u_0 = 31,3$ et par conséquent $a\Psi_1 < u_0$.

D'après nos formules, la charge Y doit donc présenter, dans la phase qui suit l'arrêt, une allure oscillatoire à périodes de 20″, dont l'amplitude est décroissante; et l'on doit avoir, pour $t = 20''$, un contre-coup positif d'intensité peu différente de 1,228 y_0, car $a\mathrm{Y}_0$ est peu différent de 0,3 u_0.

L'on a en effet :

$t =$ 0″	Y = 50,00	F (t) = 0
5″	31,97	— 18,03
10″	25,00	— 25,00
15″	50,42	— 17,61
20″	60,93 (1er max.)	— 14,07
25″	49,80	— 17,81
30″	44,61 (min.)	— 19,46
35″	50,09	— 17,72
40″	52,53 (2e max.)	— 16,93
45″	49,97	— 17,75
50″	48,10 (min.)	— 18,83
55″	50,00	— 17,75
60″	51,60 (3e max.)	— 17,23

résultats qui satisfont à toutes les lois énoncées.

B. — *Vanne située dans une section quelconque d'un tuyau de conduite.* — Le mouvement de fermeture ou d'ouverture d'une vanne en de pareilles conditions donne évidemment lieu à un coup positif ou négatif en amont et à un coup négatif ou positif en aval de la vanne; et il est facile de démontrer que, pendant la phase de coup direct, la variation de la charge en amont est égale et de signe contraire à la variation de la charge en aval.

En supposant par exemple un mouvement de fermeture, et en distinguant par un astérisque les symboles relatifs au tuyau d'aval, l'on aura :

en amont : $\mathrm{Y} = y_0 - \mathrm{F}$ $\qquad \mathrm{V} = v_0 - \frac{g}{a}\,\mathrm{F}$

en aval : $\mathrm{Y}^* = y_0 - f^*$ $\qquad \mathrm{V}^* = v_0 - \frac{g}{a} f^*$

et, par la condition de continuité : $V = u\Psi' = V^*$
l'on arrive facilement à :

$$F = f^* = \frac{1}{2}(Y - Y^*).$$

L'équation d'écoulement :

$$u^2 - V^2 = 2g\,(Y - Y^*)$$

nous donne alors une équation de 2e degré, analogue à (14), pour déterminer l'une quelconque des inconnues.

L'analyse du phénomène des contre-coups dus à la réaction du réservoir d'amont et à l'écoulement varié de l'orifice d'aval est naturellement tant soit peu compliqué, mais sans pourtant présenter de réelles difficultés.

Un cas particulier plus simple et très intéressant est celui où la vanne est située à la section d'embouchure entre le réservoir et le tuyau. Un autre cas très intéressant et plus compliqué est celui du mouvement simultané de deux vannes comprenant la colonne liquide.

Tous ces problèmes, et autres problèmes analogues qu'on pourrait se proposer, peuvent se résoudre numériquement au moyen des formules du mouvement varié et des conditions limites d'écoulement, mais leur analyse détaillée nous entraînerait au delà des bornes qui sont imposées aux dimensions de ce Mémoire.

§ 14. — *Chambres ou matelas d'air.*

Dans le but d'atténuer l'effet des coups de bélier, on a cru convenable de munir les tuyaux d'une chambre à air, près de la vanne, en supposant pouvoir ainsi, par la compression de cet air, absorber une partie de la force vive de la colonne liquide et diminuer par là la surcharge du coup.

Les résultats obtenus par l'adjonction de cet organe ne semblent pas avoir été pratiquement très satisfaisants, et les recherches théoriques qui suivent démontrent en effet sa médiocre utilité.

J'observe avant tout que, pour un tuyau muni de chambre à air, les expressions générales de y, v, Y, V, données par (8), (10), (30), (31) sont identiquement valables, tandis qu'au contraire, la condition de continuité $V = u\Psi'(t)$ doit être remplacée par une relation exprimant que le débit instantané du tuyau en amont de la vanne est égal à la somme du débit instantané écoulé par la vanne et de la quantité d'eau qui a pénétré dans la chambre à air.

En appelant $\pi r^2 c_0$ le volume de la chambre à air sous la charge y_0 (de sorte que c_0 serait la longueur de la chambre si l'aire de sa section transversale était égale à celle de la section du tuyau) et supposant en plus que la compression de l'air se fasse à température constante (hypothèse sur laquelle on pourrait toutefois faire quelque réserve), le volume de ce même air sous la charge Y sera de :

$$U = \pi r^2 c_0 \frac{y_0 + h}{Y + h},$$

en désignant par h la charge correspondante à la pression atmosphérique, soit $h = 10$ m. 33.
L'on aura donc, pour une variation ∂Y de la charge :

$$-\partial U = \pi r^2 c_0 \frac{y_0 + h}{(Y + h)^2} \frac{\partial Y}{\partial t}\,\partial t,$$

et l'équation exprimant que le débit instantané du tuyau à son extrémité s'écoule en partie par l'orifice de la vanne et en partie dans la chambre à air, peut s'écrire en divisant par $\pi r^2 \partial t$:

$$V = u\Psi + c_0 \frac{y_0 + h}{(Y + h)^2} \frac{\partial Y}{\partial t}, \qquad (45)$$

Phase de coup direct. — La charge Y et la vitesse V sont, pendant cette phase, exprimées par (8), d'où l'on tire, en éliminant F :

$$V = \frac{g}{a}\left(H - Y\right),$$

et, au moyen de cette relation et de l'équation d'écoulement, en éliminant V et u de (45), l'on obtient :

$$ac_0 \frac{y_0 + h}{(Y + h)^2} \frac{\partial Y}{\partial t} = g\,(H - Y) - a\Psi\sqrt{2gY}, \qquad (46)$$

équation différentielle caractéristique de la phase de coup direct dans un tuyau muni de chambre à air :

Phase de contre-coup. — La charge Y et la vitesse V sont, pendant ces phases, exprimées par (10), d'où l'on tire :

$$V = \frac{g}{a}\,(H - 2f_c - Y),$$

en ayant désigné par f_c la valeur de $f = F\left(t - \frac{2l}{a}\right)$ pour le tuyau muni de chambre à air.

Au moyen de cette relation et de l'équation d'écoulement, (45) nous donne, en éliminant V et u :

$$ac_0 \frac{y_0 + h}{(Y + h)^2} \frac{\partial Y}{\partial t} = g\,(H - 2f_c - Y) - a\Psi\sqrt{2gY}. \qquad (47)$$

A. — *Mouvement de la vanne pendant la phase de coup direct.* — J'observe avant tout qu'en faisant dans (46) pour $t = 0$: $Y = y_0$, $\Psi = \Psi_0 = v_0 : \sqrt{2gy_0}$, l'on obtient : $\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_0 = 0$. Cette propriété, qui ne se vérifie point pour le mouvement linéaire de la vanne d'un tuyau sans chambre à air (comme il est aisé de constater en différenciant (14)), caractérise l'atténuation du coup produite par la chambre à air pendant les premiers instants du mouvement de la vanne. En prenant t (ou Ψ) comme abscisse et Y comme ordonnée, la courbe-diagramme de Y serait en effet tangente à l'axe des abscisses.

Mais l'équation différentielle de cette courbe (46) ne peut s'intégrer exactement que dans le cas où $\Psi = 0$, c'est-à-dire après fermeture complète et pour l'intervalle entre la fermeture et la fin de la phase. Cette équation peut aussi s'intégrer, en négligeant la pression atmosphérique, lorsque $\Psi = \Psi_1 =$ const., soit après arrêt de la vanne, pour l'intervalle entre l'arrêt et la fin de la phase.

Mais pendant le mouvement de la vanne nous en sommes réduits, pour connaître la loi de Y, à la méthode ordinaire du développement en série, d'après la formule :

$$Y = y_0 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_0 t + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}\right)_0 t + \frac{1}{2\cdot 3}\left(\frac{\partial^3 Y}{\partial t^3}\right)_0 t^3 \text{ etc.},$$

dans laquelle les coefficients des différentes puissances de t doivent être obtenus en différéciant (46) où Ψ est supposé fonction linéaire de t, et y faisant ensuite :

$$Y = y_0 \qquad \Psi = \Psi_0.$$

En nous rappelant que $\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_0 = 0$, et en effectuant les différenciations et substitutions dont ci-dessus, l'on obtient facilement :

$$Y = y_0 + \frac{v_0 (y_0 + h)}{2\mathcal{T} c_0} t^2 - \frac{g v_0 (y_0 + H)(y_0 + h)^2}{12 a y_0 \mathcal{T} c_0^2} t^3. \qquad (48)$$

Pour des mouvements limités de la vanne, on peut même se borner aux deux premiers termes, en assimilant ainsi le diagramme de Y à une parabole à axe vertical, soit :

$$Y = y_0 + \frac{v_0 (y_0 + h)}{2\mathcal{T} c_0} t^2. \qquad (49)$$

Cette expression étant indépendante de a, l'on néglige ainsi l'influence de l'élasticité de la colonne liquide.

Au moyen de (48) ou de (49) on peut donc calculer la valeur de la charge Y_1, au moment de l'arrêt $t = t_1$ et, dans le cas de fermeture complète, l'on fera $t_1 = \mathcal{T}$.

On ne peut évidemment se servir de (48) et moins encore de (49) pour des déductions algébriques rigoureuses au sujet de l'influence des différentes quantités qui figurent dans ces formules, car ce ne sont là que des expressions approchées, valables entre certaines limites pour un emploi numérique.

B. — *Loi de la charge à partir de l'arrêt de la vanne et jusqu'à la fin de la phase de coup direct.* — Mais la charge Y_1, qui a lieu à l'arrêt de la vanne, est loin d'être la charge maximum de la phase de coup direct, car après l'arrêt et pendant le reste de la phase, la charge continue à croître d'une façon très marquée.

Nous pouvons en effet déduire de (46) que, si l'on supposait le tuyau de longueur indéfinie, et par là de même indéfinie la durée de la phase, la charge, à vanne immobile, *croîtrait d'une façon asymptotique à la valeur que, pour le tuyau supposé sans chambre à air, elle aurait atteint d'emblée à la suite de ce même mouvement de la vanne.*

Il résulte en effet de (46), en y faisant $\Psi = \Psi_1 =$ const. (Ψ_1 étant $< \Psi_0$, que $\frac{\partial Y}{\partial t}$ est toujours positif et par là Y toujours croissant jusqu'à l'instant où se vérifierait :

$$g (H - Y) = a \Psi_1 \sqrt{2 g Y},$$

qui n'est évidemment que l'équation (14) du § 5, c'est-à-dire l'équation qui donne la valeur de la charge dans un tuyau dépourvu de chambre à air, pour un mouvement de fermeture de la vanne de Ψ_0 à Ψ_1 exécuté en phase de coup direct.

Mais le temps nécessaire pour atteindre cette valeur limite serait ∞, et l'on peut en donner une démonstration rigoureuse pour le cas de fermeture complète de la vanne.

Car en faisant dans (46) $\Psi = 0$, l'on a :

$$a c_0 (y_0 + h) \frac{\partial Y}{(H - Y)(Y + h)^2} = g \partial t,$$

équation qu'il est aisé d'intégrer au moyen du changement de variables défini par :

$$\frac{H+h}{Y+h}=1-\xi,$$

et dont l'intégrale :

$$ac_0\,\frac{y_0+h}{(Y+h)^2}\left(\text{Log.}\,\frac{Y+y}{H-Y}-\frac{H-Y}{Y+h}\right)_{Y_1}^{Y}=g\,(t-\mathcal{T}) \qquad (50)$$

est valable pour représenter le phénomène à partir de $t=\mathcal{T}$ jusqu'à $t=2l:a$.

Or il résulte de (50) que, le tuyau étant supposé de longueur indéfinie, l'on aurait pour $t=\infty$, $Y=H$, ce qui démontre rigoureusement l'énoncé qui précède.

Mais on ne peut pas en donner une démonstration tout aussi rigoureuse pour le cas de fermeture partielle, car en faisant dans (46) $\Psi=\Psi_1=$ const., cette équation n'est intégrable qu'en y négligeant la pression atmosphérique, soit en y faisant $h=0$.

Dans cette hypothèse, l'intégrale du terme en ∂Y se laisse dédoubler en quatre intégrales connues, et l'expression de t en fonction de Y contient deux fonctions logarithmiques qui deviennent ∞ lorsque la valeur de Y satisfait à une condition qui se réduit en substance à la même équation (14) du § 5.

Étant donnée la difficulté d'employer numériquement ces intégrales particulières de (46) à cause des fonctions logarithmiques qu'elles renferment, nous sommes forcés de nous rabattre sur la méthode usuelle du développement en série, qu'on peut pratiquement limiter aux deux premiers termes en faisant :

$$Y=Y_1+\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_1(t-t_1)+\frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}\right)_1(t-t_1)^2, \qquad (51)$$

le coefficient $\left(\frac{\partial Y_1}{\partial t}\right)_1$ devant être substitué par la valeur numérique qu'on obtient de (46) en y faisant : $\Psi=\Psi_1$, $Y=Y_1=$ valeur numérique donnée par (48) ; et le coefficient $\left(\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}\right)_1$ par la valeur numérique que l'on obtient en différenciant (46) et en faisant dans le résultat : $\Psi=\Psi_1$, $Y=Y_1$.

La valeur de la charge à la fin de la phase, que l'on obtient en faisant dans (51) : $t=2l:a$, n'est pourtant pas encore la charge maximum du phénomène de mouvement varié engendré par la fermeture de la vanne.

En effet, comme $\frac{\partial Y}{\partial t}$ est encore positif à la fin de la phase du coup direct, et comme sa loi de variation *ne subit aucune discontinuité* à l'instant où commence la phase du contre-coup, l'on doit présumer que Y continuera encore à augmenter pendant une certaine partie de cette phase.

C. — *Phase de contre-coup après un mouvement de vanne exécuté pendant la phase de coup direct.* — A partir de $t=2l:a$, l'équation différentielle (46) cesse de représenter le phénomène et est remplacée par l'équation (47) qui n'en diffère que par la substitution de $H-2f_c$ au lieu de H.

Et, avant tout, il est aisé de constater, en comparant (46 et (47), qu'au moment de transition de la phase de coup direct à la phase de contre-coup, on n'a aucune discontinuité dans la valeur de $\frac{\partial Y}{\partial t}$; car après l'instant $t=2l:a$, la quantité f_c est croissante à partir de la valeur valeur zéro, ce qui est évident par le fait que f_c n'est que la surcharge du coup direct qui a eu lieu $(2l:a)''$ plus tôt.

Comme, en plus, l'on a, à ce même instant, $\frac{\partial f_c}{\partial t} = 0$, ce qui est une conséquence évidente de $\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_0 = 0$, ainsi l'on peut conclure, qu'au moment de la transition d'une phase à l'autre, l'on aura continuité, non seulement de $\frac{\partial Y}{\partial t}$, mais aussi de $\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}$.

L'influence du contre-coup est donc très faible dans les premiers moments de la phase, pendant lesquels Y pourrait encore être représenté avec une approximation suffisante par :

$$Y = Y_s + \left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_s \left(t - \frac{2l}{a}\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial Y^2}{\partial t^2}\right)_s \left(t - \frac{2l}{a}\right)^2, \qquad (52)$$

dans laquelle les coefficients doivent être substitués au moyen des valeurs numériques qu'on tire de (46) et de sa différentielle pour l'instant $t = 2l : a$ où l'on a $Y = Y_s$.

La charge Y continue donc à croître pendant la phase de contre-coup, et cela jusqu'au moment où l'on a $\frac{\partial Y}{\partial t} = 0$, soit, d'après (47) :

$$g\,(H - 2\,f_c - Y) - a\,\Psi_1 \sqrt{2gY}, \qquad (53)$$

équation qui est identique à (32), c'est-à-dire à l'équation qui donne la valeur de Y en phase de contre-coup pour un tuyau sans chambre à air, sauf substitution de f_c au lieu de f.

Et comme $f_c < f$, il est évident que la surcharge maximum, pour le tuyau avec chambre à air, *est plus grande* que la surcharge qui aurait lieu au même instant dans ce même tuyau supposé sans chambre à air, si le mouvement de la vanne était ralenti de façon à se prolonger jusqu'à cet instant en produisant la même occlusion proportionnelle de l'orifice d'écoulement.

Si l'on connaissait Y et f_c en fonction de t, (53) nous donnerait une équation pour déterminer l'instant où a lieu la charge Ymax. ainsi que la valeur de cette charge.

L'équation (53) peut pourtant être employée dans ce but avec une approximation qui est suffisante dans la plupart des cas, en se servant des expressions approchées de Y, (49) ou (51), pour en tirer une expression approchée de $f_c = Y - y_0$, et en adoptant pour Y l'expression approchée (52).

L'emploi de cette méthode suppose évidemment que le maximum ait lieu à peu près pendant les premiers $(2l : a)''$ de la phase de contre-coup, l'emploi de (49) ou (51) pour déterminer f_c étant alors légitime. Quelques tâtonnements numériques seront souvent nécessaires afin de déterminer laquelle des deux expressions (49) ou (51) doit être employée (V. Exemple numérique).

Si le mouvement de la vanne a produit fermeture complète, l'on fera dans (53) $\Psi = 0$, et l'on aura ainsi, au moment de surcharge maximum :

$$Y = H - 2\,f_c, \qquad (54)$$

équation identique à (33), sauf substitution de f_c au lieu de f.

Les formules (53) et (54) définissent très clairement l'influence de la chambre à air sur la loi de la charge à la suite d'un mouvement de la vanne effectué pendant la phase de coup direct. Cette influence est *comparable à celle d'un ralentissement de la vitesse de fermeture de la vanne*, par lequel le mouvement en serait prolongé (d'après une loi Ψ inconnue) pendant la phase du contre-coup.

Après avoir atteint le maximum déterminé par (53) où, dans le cas de fermeture complète, par (54), la charge prend une allure oscillatoire asymptotique au nouvel état de régime, dont la période et l'amplitude (décroissante) sont des fonctions des constantes caractéristiques du tuyau ainsi que de la dimension c_0 de la chambre à air, mais les difficultés analytiques en rendent l'étude presque inabordable.

Dans le cas de fermeture complète, on pourrait pourtant en esquisser une théorie approchée, en considérant séparément l'effet de la chambre à air et celui de l'élasticité (complexe) de la colonne liquide, et ce d'après l'observation que la période d'oscillation de la charge qui dépend de la chambre à air, considérée isolément, est en général notablement plus grande que la période $4l : a$ de l'oscillation qui dépend de l'élasticité complexe de la colonne liquide.

Car, si l'on suppose que la colonne liquide soit anélastique et le tuyau rigide, des théories bien connues de la Mécanique rationnelle nous renseignent que la période d'une *petite oscillation* d'une semblable masse enrayée dans son mouvement par le tampon élastique de la chambre à air, et par la pression $y_0 + h$ du réservoir, serait donnée par :

$$2\pi \sqrt{\frac{c_0 l}{g(y_0 + h)}} \qquad (55)$$

et cette durée est notablement $> 4l : a$, car l'on a : $c_0 : l$ notablement $> 4g\ (y_0 + h) : \pi^2 a^2$, soit numériquement : $c_0 : l$ notablement $> 0{,}000004\ (y_0 + h)$.

On peut donc présumer que le phénomène se déroulera d'après la loi qui résulte de la superposition d'une série d'oscillations à période $4l : a$, sur une oscillation fondamentale au rythme plus lent déterminé par (55).

Ces arguments, dont je n'ai fait qu'esquisser les lignes générales, mériteraient une étude plus détaillée.

D. — *Mouvement de vanne prolongé pendant la phase de contre-coup.* — C'est là le cas ordinaire pour les tuyaux de conduite des installations de force motrice, dont la longueur dépasse rarement un millier de mètres, et par conséquent la durée de la phase de coup direct dépasse rarement 2″, tandis que la durée des mouvements de la vanne, même s'ils sont d'amplitude limitée, dépasse en général notablement ce chiffre.

En nous bornant au cas typique du mouvement linéaire, l'on peut tout de suite affirmer que, *si le mouvement de la vanne est prolongé pendant la phase de contre-coup, l'influence de la chambre à air sur la valeur maximum de la charge est nulle.*

En effet, les considérations et formules données dans le § 10 au sujet de la phase de contre-coup à charge constante pendant le mouvement de la vanne, que j'ai désignée comme *phase de régime* du mouvement varié, sont identiquement applicables au tuyau muni de chambre à air, la linéarité de Ψ, qui donne lieu à la condition $\frac{\partial Y}{\partial t} = 0$, annulant évidemment l'influence de la chambre à air, ainsi que de tout organe ou paroi élastique.

J'ai alors observé que l'équation (36), qui donne la charge maximum, est indépendante de a, et par conséquent de l'élasticité du tuyau et du liquide, d'où il ressort clairement que la présence d'une chambre à air ou de toute autre paroi élastique est complètement indifférente. La condition $\frac{\partial Y}{\partial t} = 0$, réduisant l'équation de continuité (45) à la forme $V = u\Psi$, le phénomène et les formules qui en expriment les lois se déroulent comme si la chambre à air n'existait pas.

E. — *Phase de contre-coup à vanne immobile après un mouvement de vanne prolongé*

pendant la phase de contre-coup. — Les considérations développées sur (C) au sujet de la phase de contre-coup qui fait suite à un mouvement de vanne effectué en phase de coup direct se simplifient dans ce cas par le fait, qu'au moment $t = t_1$ de l'arrêt de la vanne, nous savons que l'on a $\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_1 = 0$, de façon qu'aucune recherche n'est nécessaire pour connaître l'instant où commence la phase oscillatoire qui n'est que l'instant même de l'arrêt. La connaissance de la loi de la charge pour $t \leqq t_1$ nous permettrait de connaître la série des valeurs de f_c pour une période de $2l : a$ après l'arrêt, et l'on pourrait tenter une intégration approchée de (47) pour cette période, mais le problème est évidemment de médiocre importance technique.

F. — *Exemple numérique.* — Comme illustration des recherches et formules qui précèdent, je vais exposer un exemple de calculs et résultats, concernant un mouvement de vanne effectué en phase de coup direct. Soit le tuyau caractérisé par :

$$a = 1.000 \qquad l = 1.500 \qquad v_0 = 2 \qquad y_0 = 100,$$

et muni de chambre à air $c_0 = 5$.

L'on a donc :

$$\Psi_0 = 0{,}045 \qquad H = 304 \qquad 2l : a = 3''.$$

Je me propose de rechercher l'influence de la chambre à air sur la loi de la charge en supposant d'effectuer un mouvement, qui réduise de 1/3 l'aire de l'orifice d'écoulement dans l'espace de $t_1 = 1''$ de façon que l'on a : $\mathcal{T} = 3''$.

1° *Calcul de* Y_1, *au moment de l'arrêt.* — En substituant dans (48) les valeurs ci-dessus, qui caractérisent le tuyau ainsi que le mouvement de la vanne, l'on a :

$$Y_1 = 106{,}3.$$

2° *Calcul de* Y_s *à la fin de la phase de coup direct.* — Au moyen des mêmes substitutions et en faisant $\Psi_1 = \frac{2}{3}\Psi_0 = 0{,}03$, l'on tire de (46) et de son différentiel :

$$\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_1 = 13{,}98 \qquad \left(\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}\right)_1 = -1{,}57,$$

et la loi de la charge, après l'arrêt et jusqu'à $t = 3''$, est exprimée par (51), soit :

$$Y = 106{,}3 + 13{,}98\,(t-1) - 0{,}78\,(t-1)^2,$$

qui, pour $t = 3''$, nous donne :

$$Y_s = 131{,}05.$$

L'accroissement de la charge après l'arrêt et jusqu'à la phase de contre-coup est donc quintuple de celui qui avait eu lieu pendant le mouvement de la vanne.

3° *Calcul de la charge maximum.* — D'après ce qui a été dit sur (C), la loi approchée de la charge pendant les premiers instants du contre-coup peut être suffisamment représentée par (53), et l'on tire de (46) ainsi que de son différentiel, en y faisant $Y = Y_s = 131{,}05$:

$$\left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)_s = 4{,}28 \qquad \left(\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2}\right)_s = -1{,}86.$$

Par conséquent (53) nous donne :

$$Y = 131,05 + 4,28\,(t - 3) - 0,93\,(t - 3)^3.$$

Si maintenant nous adoptons pour f_c l'expression $Y - y_0$, que l'on tire de (49), ce qui suppose (sauf vérification) que le maximum de Y ait lieu dans la première 1″ du contre-coup, l'on aura :

$$f_c = 7,33\,(t - 3)^2.$$

Substituant ces expressions de Y et f_c dans la condition de maximum (52) et écrivant pour abréger $\theta = t - 3$, l'on aura :

$$(173 - 18,90\,\theta + 0,93\,\theta^2)^2 = 183,7\,(131 + 4,3\,\theta - 0,93\,\theta^2),$$

équation du quatrième degré, qu'au moyen de quelques tâtonnements numériques l'on constate être approximativement satisfaite par $\theta = 0,9$, soit $t = 3'',9$. L'adoption de (46) pour représenter f_c est donc justifiée, et l'expression ci-dessus de Y nous donne pour le maximum :

$$Y_{max} = 134,2.$$

Dans ce même tuyau, dépourvu de chambre à air, le même mouvement de la vanne aurait produit au moment de l'arrêt $t_1 = 1''$ une charge de 142 m. qui aurait duré pendant 2″ pour fléchir ensuite avec une allure oscillatoire vers la charge de régime.

La chambre à air a donc retardé, en le diminuant d'une fraction assez exiguë, l'effet du coup de bélier.

G. — *Force vive du jet dans un tuyau muni de chambre à air.* — Il résulte des recherches et de l'exemple qui précède que l'effet plus saillant de la chambre à air est de retarder l'effet du coup et que ce retard donne lieu à quelque atténuation de la surcharge, lorsqu'il s'agit de mouvements de vanne dont la durée est $< 2l : a$. C'est donc là le seul cas où il serait tant soit peu justifié (sauf encore d'autres objections techniques) de munir un tuyau de chambre à air dans le but de diminuer la surcharge du coup, tandis que, si cette condition n'est pas vérifiée, la chambre à air serait, par rapport à ce but, un véritable non-sens technique.

Pour des mouvements très courts et rapides, tels qu'il s'en produit pour les vannes de réglage des moteurs hydrauliques, on pourrait pourtant assigner rationnellement à une chambre à air la tâche d'amoindrir la force vive du jet.

Nous pouvons dans ce cas résoudre d'une façon tout à fait rigoureuse le problème de calculer la dimension c_0 de la chambre à air qui satisfasse à la condition d'empêcher tout accroissement de la force vive du jet.

En différenciant l'équation d'écoulement et en éliminant Ψ' au moyen de la condition de maximum de la force vive du jet donnée au § 6, l'on obtient une expression de $\frac{\partial Y}{\partial t}$ dont la substitution dans (46) nous donne :

$$\Psi'^2 - \Psi' \frac{H - Y}{a}\sqrt{\frac{g}{2Y}} + \frac{c_0\, v_0\,(y_0 + h)}{3g\mathscr{C}(Y + h)^2}\sqrt{\frac{Y}{y_0}} = 0. \qquad (56)$$

De cette équation, nous pouvons aisément déduire la condition pour qu'aucun maximum de la force vive du jet ne se vérifie, et par là que cette même force vive aille toujours

décroissant. Cette condition est évidemment que les racines de (56) considérées comme équation du 2e degré en Ψ soient imaginaires ; ce qui nous conduit à :

$$c_0 > \frac{3}{8} \cdot \frac{\mathscr{T}}{v_0} \cdot \frac{g^2(H - Y)^2 (Y + h)^2}{a^2 Y(y_0 + h)} \sqrt{\frac{y_0}{Y}}. \qquad (57)$$

Or, comme il est aisé de démontrer que le deuxième membre de cette inégalité varie en sens contraire de Y, nous pouvons conclure que sa valeur sera maximum pour $Y = y_0$. Cette condition simplifie (57) dans la forme :

$$c_0 > \frac{3}{8}\left(1 + \frac{h}{y_0}\right) v_0 \mathscr{T}, \qquad (58)$$

et nous donne une solution aussi simple qu'élégante du problème proposé.

Dans le cas de notre exemple numérique, en faisant $y_0 = 100$ $v_0 = 2$ $\mathscr{T} = 3''$, l'on aurait $c_0 > 2{,}47$.

La convenance technique d'un appareil dispositif reste pourtant assez douteuse, car ce même effet peut être obtenu en plaçant une vanne de réglage à une certaine distance en amont du distributeur (§ 13).

§ 15. — Résumé des résultats et formules d'emploi pratique.

Il ne sera peut-être pas inutile de résumer à la fin de ce mémoire les résultats plus remarquables, ainsi que les formules caractéristiques des phénomènes de mouvement varié, qui pourraient devenir d'usage courant pour leur évaluation numérique.

I. — *Paramètre du mouvement varié.* — Les phénomènes de mouvement varié dans les tuyaux de conduite ont le caractère de vibrations se propageant avec la vitesse a définie par :

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48{,}3 + kde^{-1}}},$$

où $k = E^{-1}\, 10^{10}$, E étant le module d'élasticité de la matière dont le tuyau est formé.

II. — *Charge hydrodynamique pendant le mouvement de la vanne* ($t \leqq 2l : a$). — Dans ce cas, la charge Y en amont de la vanne est déterminée par :

$$Y^2 - 2Y\left(H + \frac{a^2\Psi^2}{g}\right) + H^2 = 0,$$

où :

$$H = y_0 + av_0 : g.$$

Ψ étant le rapport entre l'aire de l'orifice d'écoulement et la section du tuyau à l'instant où a lieu la charge Y.

La valeur de Y est $\gtreqless y_0$ selon que $\Psi \lesseqgtr \Psi_0$, c'est-à-dire selon qu'il s'agit d'un mouvement de fermeture (coup positif) où d'ouverture (coup négatif).

Si l'on a fixé d'avance la valeur de Y à un instant quelconque, l'on doit avoir, à ce même instant :

$$\Psi = \frac{H - Y}{a} \sqrt{\frac{g}{2Y}}.$$

Dans le cas de fermeture complète, l'on a $\Psi = 0$, $Y = H$, c'est-à-dire que H est la charge maximum du coup de bélier, et a lieu lorsque la fermeture complète est effectuée dans un temps $< 2l : a$.

III. — *Charge hydrodynamique pendant le mouvement de la vanne* ($t > 2l : a$). — Si le mouvement de la vanne est effectué d'après une loi linéaire, il s'établit rapidement un état de régime, qui dure tant que dure le mouvement, et la charge en amont de la vanne conserve une valeur constante Y_1, qui est déterminée, en faisant $z = Y_1 : y_0$, par l'équation :

$$z^2 - z\left(1 + \left(\frac{lv_0}{g\mathcal{T}\, y_0}\right)^2\right) + 1 = 0,$$

dont la racine > 1 sert pour le cas de fermeture et la racine < 1 pour le cas d'ouverture. On tire de cette équation :

$$\mathcal{T} = \frac{lv_0}{gy_0} \cdot \frac{\sqrt{z}}{z - 1}$$

au moyen de laquelle on peut déterminer la vitesse de la vanne ($\mathcal{T}$ étant le temps total nécessaire pour la fermeture) lorsque Y_1 est donné.

IV. — *Charge hydrodynamique après l'arrêt de la vanne.* — Si l'arrêt de la vanne a eu lieu à l'instant $t_1 < 2l : a$, la charge en amont de la vanne reste constante jusqu'à $t = 2l : a$.

Après cet instant, ou après l'arrêt, s'il a eu lieu à l'instant $t_1 > 2l : a$, le phénomène hydrodynamique se déroule d'après une loi asymptotique au nouvel état de régime, et plus exactement :

A. — D'après une loi simplement asymptotique si l'on a $a\,\Psi_1 > u_0$;

B. — Par des oscillations d'amplitude décroissante si l'on a $a\,\Psi_1 < u_0$, la période constante de ces oscillation étant $4l : a$. Dans le cas de fermeture complète, l'amplitude des oscillations est constante (sauf l'influence des frottements liquides) et la charge oscille entre la valeur maximum Y_1, qui a eu lieu à l'instant de la fermeture, et la valeur minimum $2y_0 - Y_1$.

V. — *Chambres à air.* — Ces organes, dont l'effet plus saillant est de retarder la charge, ne sont rationnellement applicables que lorsqu'il s'agit d'atténuer les phénomènes de mouvement varié produits par des mouvements de vanne dont la durée est $< 2l : a$. Tant que cette condition n'est pas réalisée, leur influence sur la valeur maximum de la charge est pratiquement nulle.

La dimension c_0 d'une chambre à air qui satisfasse à la condition de rendre la force vive du jet décroissante pendant la fermeture est donnée par :

$$c_0 > \frac{3}{8}\left(1 + \frac{h}{y_0}\right) v_0 \mathcal{T}.$$

CHRONIQUE

MACHINES DE *RICE* ET DE *GLEASON* A TAILLER LES PIGNONS

La machine de *Rice* représentée par les fig. 1 à 14 est un perfectionnement du type très remarquable décrit à la p. 230 de nos *Machines-outils à l'Exposition de 1900*, et qui figurait dans l'annexe de Vincennes. Ce perfectionnement a pour objet de rendre

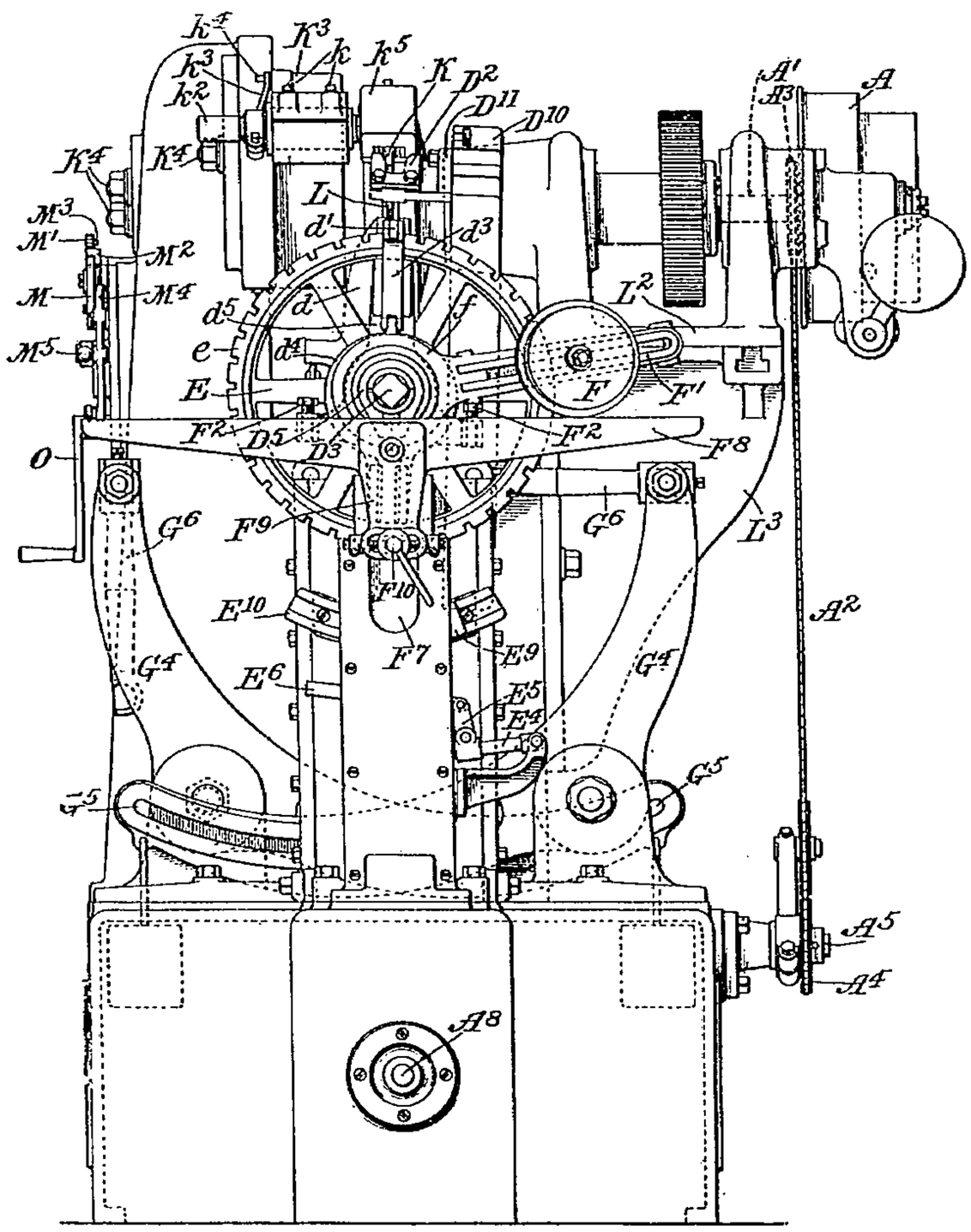


FIG. 1. — Machine *Rice* à tailler les pignons. Élévation.

l'adaptation de cette machine à la taille des pignons les plus divers extrêmement facile et rapide.

On reconnaît en A (fig. 1) la poulie motrice et en $A^2A^3A^4A^5$ la transmission par chaîne tendue de la machine précédente, qui actionne par A^6 (fig. 2) l'arbre des cames A^8. La came B commande, par le piston C', le châssis C, qui porte la roue en taille D', et cette came B se trouve sous le centre de gravité de C. Le piston C' est attaqué par B au

moyen d'un galet C^2, et attaque C par un second galet C^5. L'arbre porte-roue D^3 est supporté à son extrémité de gauche en C^9, ce qui en assure la fermeté, et, en C^8, se trouve un frein assurant la stabilité du diviseur. Cet arbre D^3 est emmanché dans un manchon D^4, dans lequel on peut le fixer après ajustage, par le serrage D^5; des rondelles D^4 permettent de monter sur D^3 des pignons avec moyeux de longueurs très différentes, et on peut changer D^3 en le retirant de D^4 sans toucher au reste de la machine.

La roue modèle de la machine précédente est replacée par un gabarit D^2, d'une seule dent, monté sur une coulisse D^{10}, décrite de l'intersection des axes de C et de D^3, qui coïncide avec le sommet du cône primitif de la roue en taille; le réglage de cette cou-

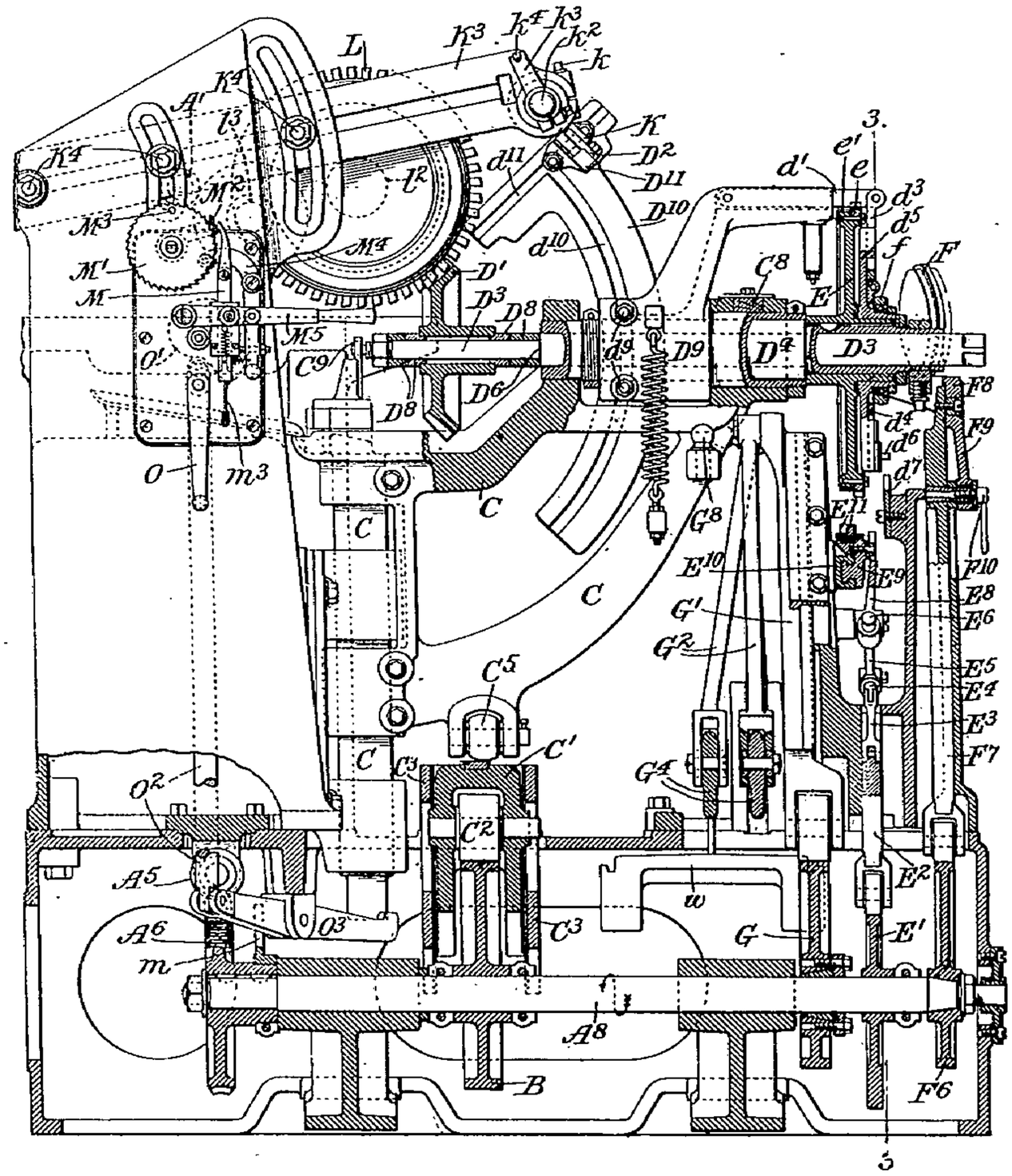


Fig. 2. — Machine *Rice*.
Vue latérale et coupe à gauche de la fig. 1.

lisse D^{10} se fait par le serrage des boulons d^9 (fig. 5) du bloc D^9; enfin le chariot D^{11} de D^2 peut s'ajuster dans le guide d^{11} suivant une génératrice du cône primitif commun.

Le diviseur comprend (fig. 3) une roue dentée E, avec, fixé par des goujons radiaux, un anneau diviseur e, à rochet e', et cette roue E se trouve normalement enclenchée par (fig. 6) le loquet d'. Au bas de la descente de C, le taquet d^6 (fig. 6) de la bielle d^3d^4 vient heurter le toc d^7 (fig. 7) et rendre libre la roue E, pour lui permettre de tourner d'une division. Le pivotement de d^3 permet de remplacer facilement un cercle diviseur e par un autre.

Le contrepoids F (fig. 1), réglable dans sa coulisse F', montée sur billes en f, appuie, comme dans la machine précédente, le gabarit D^2 sur son guide K, en même temps que la

dent en taille sur la fraise L; il repose, à cet effet, sur l'un ou l'autre des taquets F^2 de la pièce d^5, enclenchée avec E, en d', pendant toute la durée de la coupe. F' repose sur l'un ou l'autre des taquets F^2 suivant que l'on coupe les flancs droits ou gauches des dents de la roue en taille. Une came F^6 (fig. 2) de l'arbre A^8 soulève, pendant la levée de C, par F^7 et la pièce F^8F^9, le poids F, et la pièce GF^8F^9 peut s'incliner d'un angle fixé par F^{10} de manière à adapter son action à la forme de la dent en taille sans avoir à changer la came F^6.

La came G de l'arbre A^8, qui commande le pivotement de C autour de son axe, attaque, par son piston G' (fig. 4) et les bielles G^2, les leviers G^4, à contrepoids w et

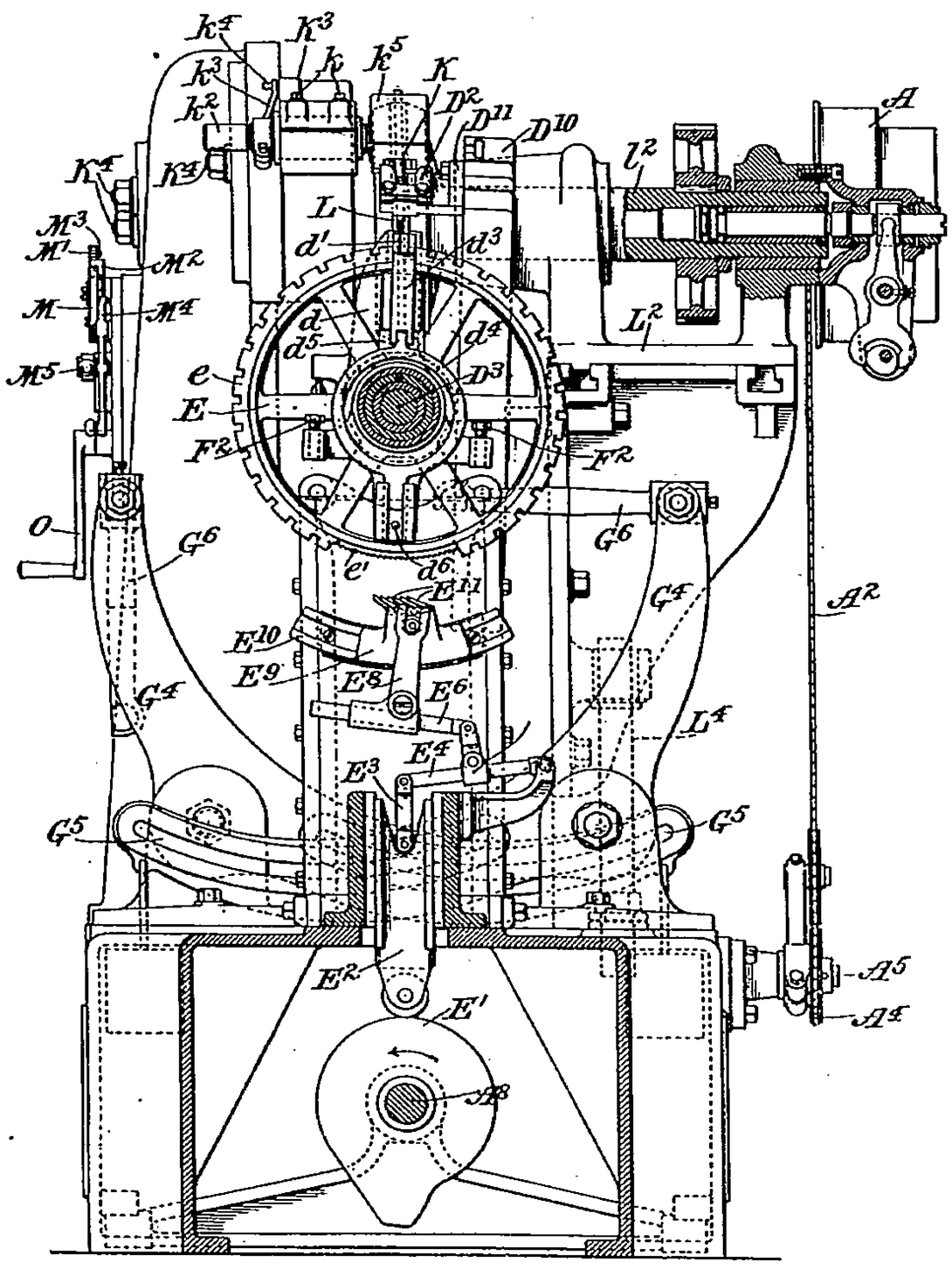


Fig. 3. — Machine *Rice*.
Coupe 3-3 (fig. 2).

coulisses G^5, permettant d'en régler l'oscillation, et l'un ou l'autre de ces leviers, suivant que l'on taille le flanc gauche ou droit des dents, attaque C en G^8, par les bielles G^6.

Le diviseur E est commandé, de la came E' de A^8, par (fig. 3 et 10) le renvoi $E^2E^3E^4E^6E^8$, dont le coulisseau E^9 va et vient dans la coulisse fixe E^{10}, à cliquet multiple entrant en prise immédiate et sans jeu avec le rochet fin e' de E.

Le guide K (fig. 1 et 2) de D^2, pendant la coupe, est porté par une barre K^3, ajustable par les boulons K^4. La fixation de K au bout de K^3 se fait (fig. 3 et 12) par le serrage k du manchon k', dans lequel on oriente, par k^3k^4, l'arbre k^2, dont la tête k^5 est pourvue de deux chemins de galets k^6, entre lesquels le guide k est suspendu par un ressort, de sorte que ce guide puisse, pendant la coupe, rouler sur le gabarit D^2 sans l'user.

La fraise L peut (fig. 11) s'ajuster latéralement par la vis du chariot L^2 et verticalement par la vis L^4; le réglage suivant l'axe de la fraise se fait comme dans la machine de 1900.

A chaque tour de l'arbre A^8, la came m (fig. 8) fait, par m^3 et le cliquet M (fig. 2), tourner d'une dent le rochet M', dont le toc M^3 vient, après un tour de M', déclencher, par M^4, le levier du passe-courroies M^5, et arrête ainsi la machine à la fin d'une opération, c'est-à-dire de la taille de l'un des flancs de toutes les dents de la roue en taille.

Fig. 4.

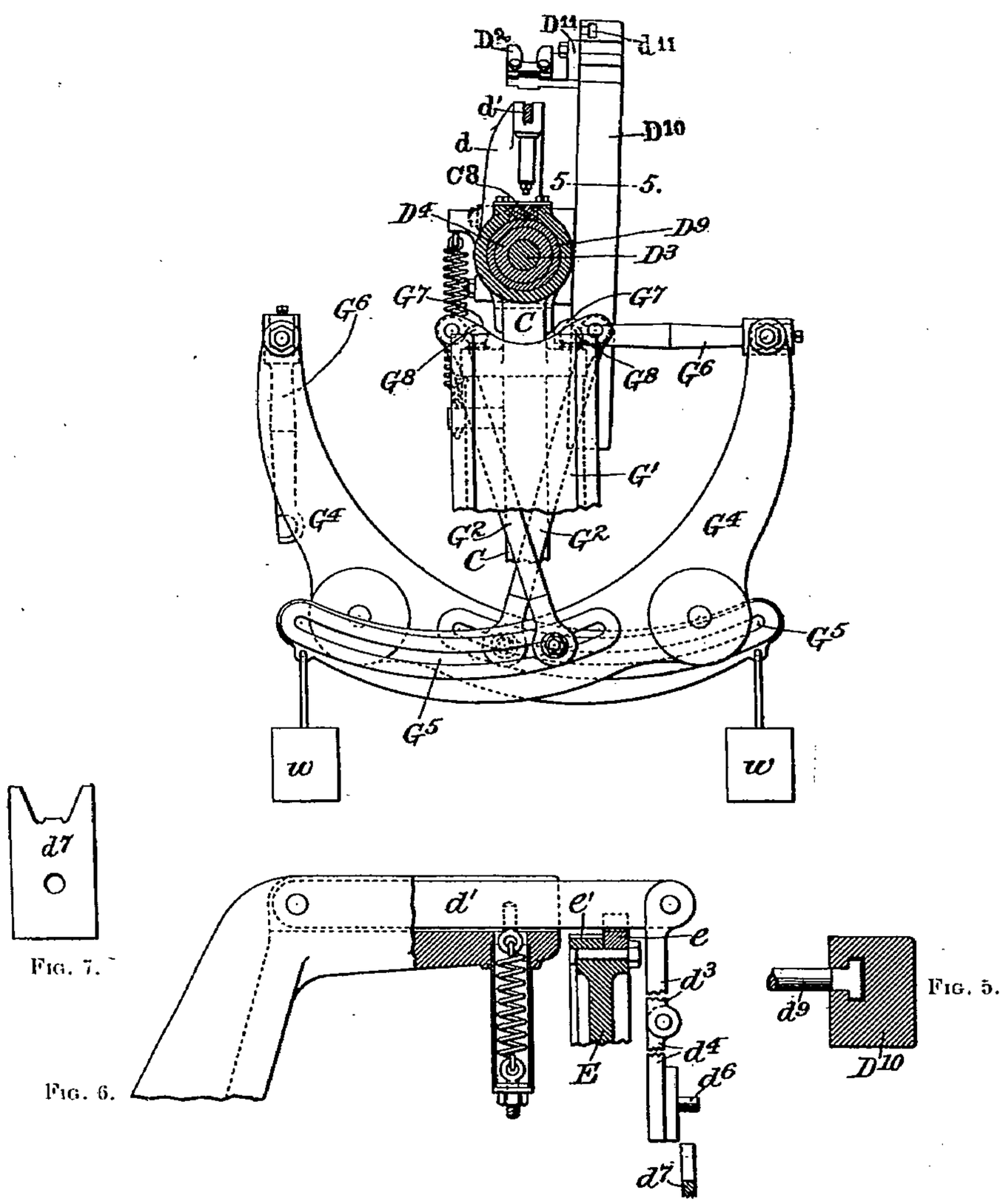


Fig. 7.

Fig. 6.

Fig. 5.

Fig. 4 à 7. — Machine *Rice*. Détails.

Avant de mettre la machine en train, on soulève par (fig. 9 et 2) le renvoi $OO'O^2O^3$, le châssis C, de manière à situer exactement la roue en taille par rapport à la fraise L et au guide K. On laisse alors C descendre à sa position la plus basse, avec les cames de A^8 au zéro. La came B, en marche, soulève C en l'approchant de la fraise d'abord rapidement, puis lentement pendant la coupe; pendant cette montée, la came F^6 soulève la table F^8 et le contrepoids F, puis, dès la fin de cette levée, cette table et le contrepoids descendent, en laissant F appuyer le gabarit D^2 sur K et l'y maintenir pendant toute la durée d'une taille. Après cette taille, la came G permet à G' de descendre et d'imprimer

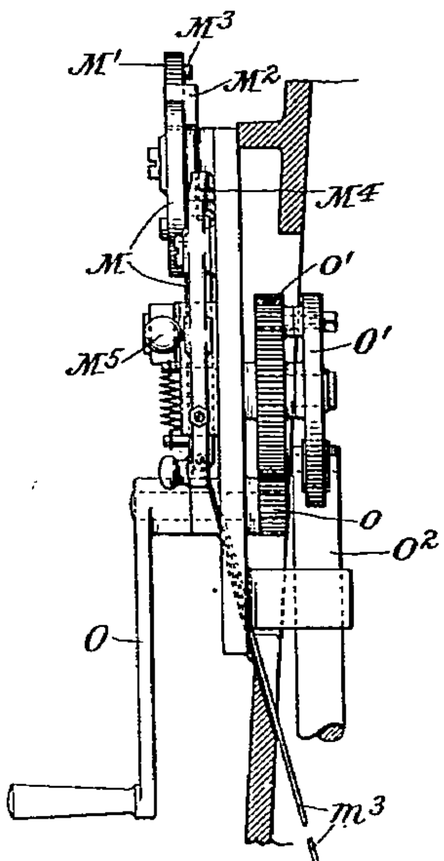


Fig. 8.

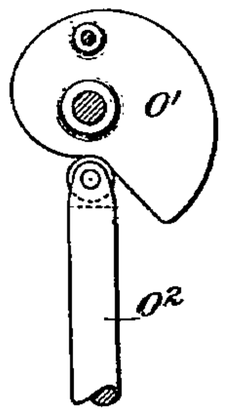


Fig. 9.

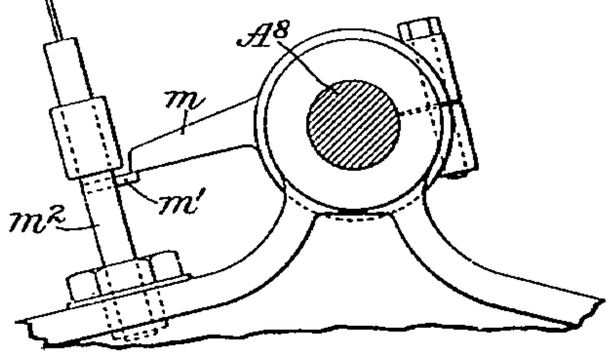


Fig. 12.

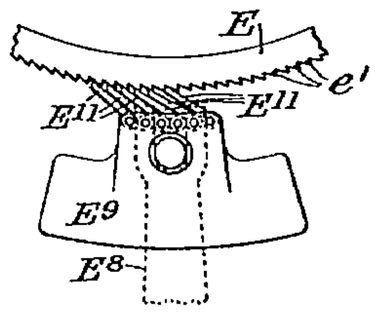
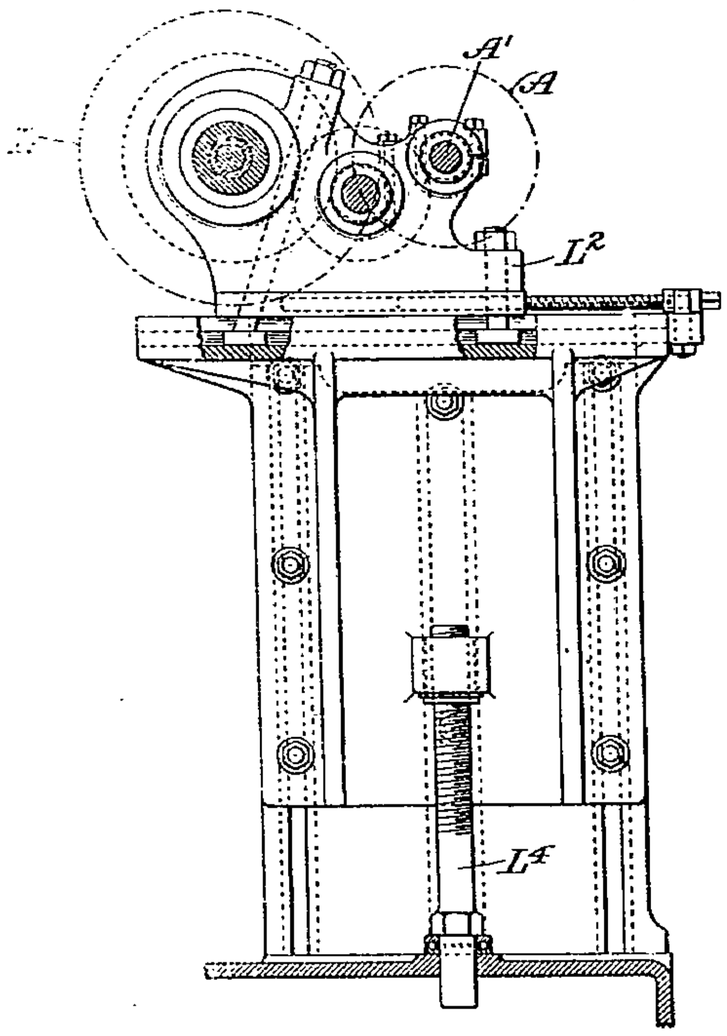


Fig. 10.

Fig. 8 à 10. — Machine *Rice*. Détails.

Fig. 11.



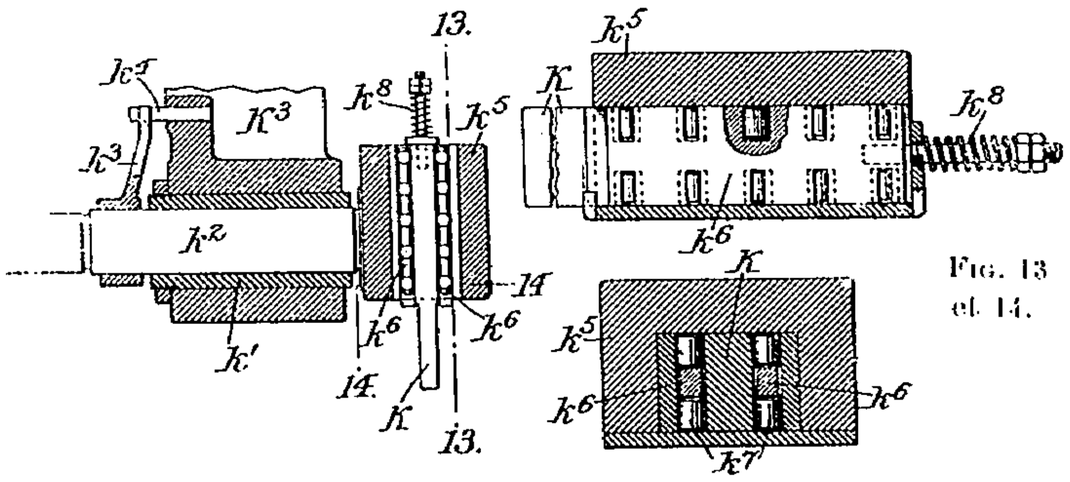


Fig. 13 et 14.

Fig. 11 à 14. — Machine *Rice*. Détails.

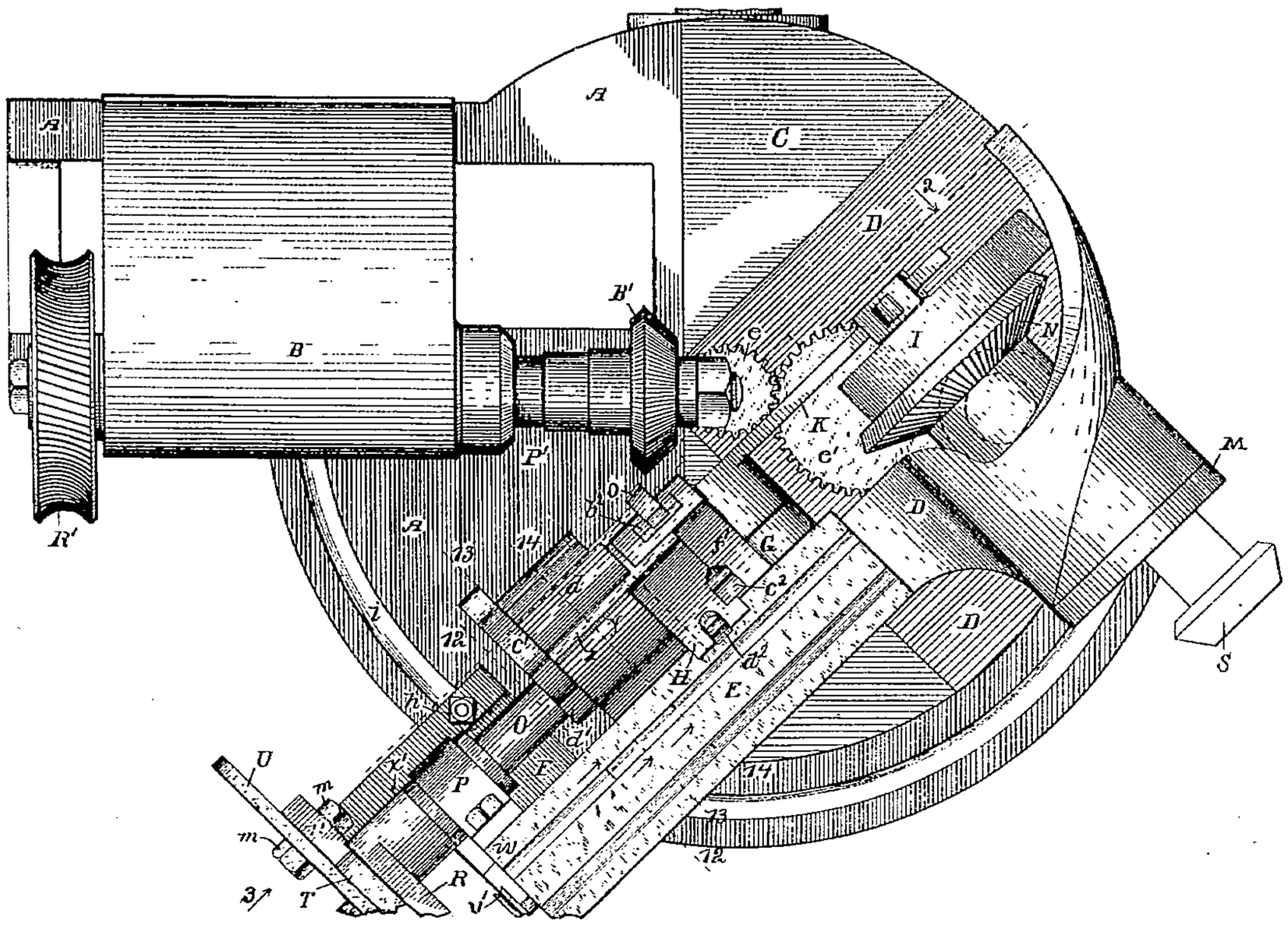


Fig. 15. — Machine *Gleason* à tailler les pignons. Plan.

à C l'oscillation nécessaire à la taille du flanc, puis G′ ramène C dans sa position centrale, et B le laisse redescendre, pendant que la came F^6 fait, par F^8, reprendre le contrepoids F de manière à soulager K de toute pression. Pendant cette descente, d', arrêté par d^7, déclenche la roue du diviseur, que le rochet e' fait alors tourner d'une division. Quand C remonte, le diviseur est renclenché, et m avance d'une dent le rochet M′. L'opération terminée sur les flancs droits de la roue en taille, on intervertit, comme on l'a dit plus

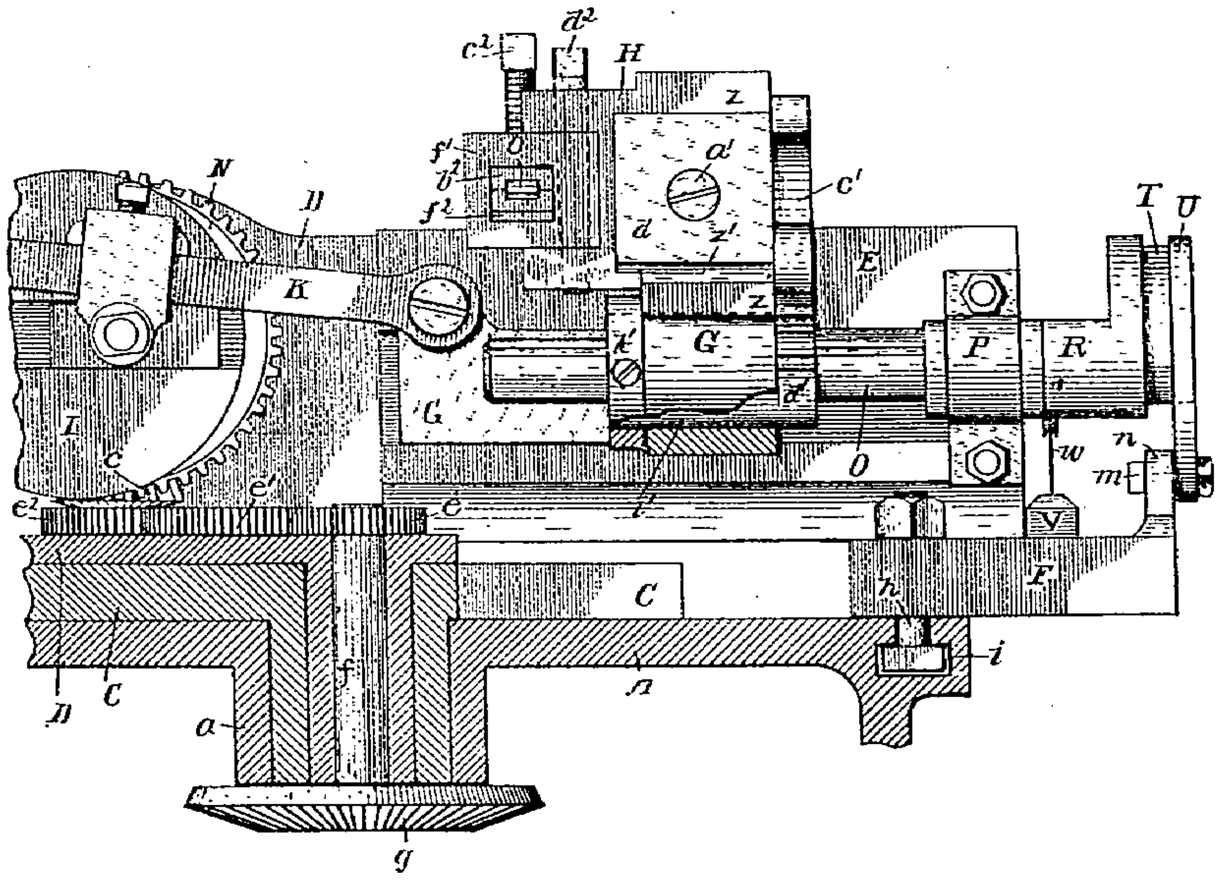


Fig. 16.

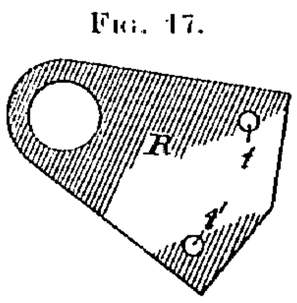


Fig. 17.

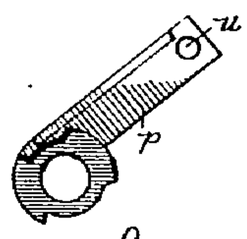


Fig. 19.

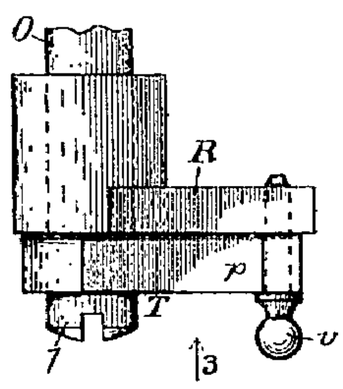


Fig. 18.

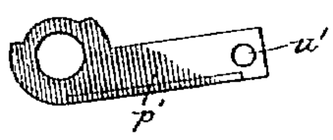


Fig. 20.

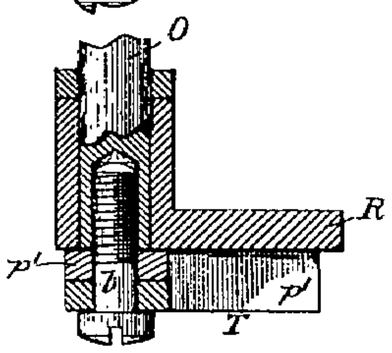


Fig. 21.

Fig. 16 à 21. — Machine *Gleason*.
Vues 2 (fig. 15), 3 (fig. 15 et 18) et détails.

haut, les positions de F, de K, et les liaisons de G′, et on attaque comme précédemment les flancs gauches de la roue en taille.

L'angle du cône primitif est déterminé par la position de D^9 sur le segment D^{10}; la dimension et le nombre des dents sont déterminés par le réglage de d^{11} sur D^{10}.

La machine de Gleason, représentée par les fig. 15 à 32, est aussi le perfectionnement du type exposé en 1900, décrit en détail dans la *Revue de Mécanique* de septembre

1901, p. 311-318, et l'un des plus fréquemment employés, par nos constructeurs d'automobiles notamment.

Le but principal de ce perfectionnement est de donner à l'outil une oscillation, pendant son avance, et telle qu'il décrive exactement la courbe de la dent. A mesure que l'outil avance vers la racine de la dent, sa pointe passe d'une inclinaison de bas en haut à l'horizontale, puis s'incline du haut vers le bas, comme de fig. 30 en fig. 32, puis la

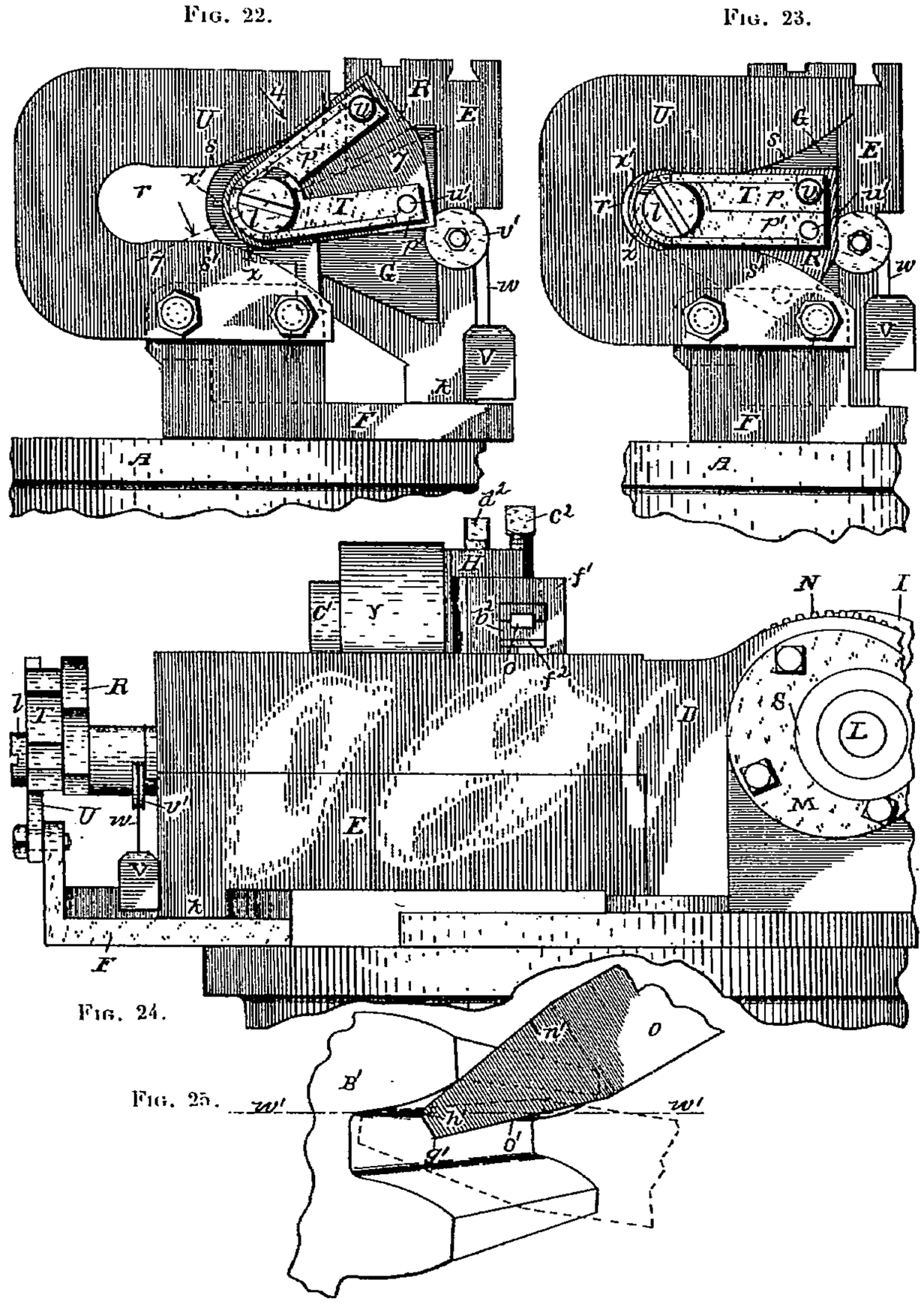


Fig. 22 à 25. — Machine *Gleason*. Détails.

succession de ces inclinaisons se renverse, comme en fig. 11, quand on attaque l'autre flanc de la dent.

On reconnaît (fig. 15 et 16) en B la poupée réglable sur le socle A; en D le châssis de l'outil de taille monté sur la plaque C et tournant autour de l'axe *f*, avec bras E servant de glissière en G au porte-outil commandé, par IK, de l'arbre L (fig. 10) excentré dans le manchon M de D. L est commandé par un pignon N, fou sur M, actionné, de *f* (fig. 16), par le train $gfee'e^2$, comme dans la machine de 1900.

Le bras E repose, à son extrémité extérieure, en *k* (fig. 22), sur un appui F, ajustable,

maintenu sur A par le boulon *h* de la coulisse *i*, et, le long de ce bras, se trouve l'arbre O (fig. 16), avec une platine R (fig. 17) sur laquelle est monté le compas T*pp'* (fig. 19, 20, 21 et 22) autour de la vis *l*. L'avance du bras E entraîne ce compas T dans l'ouverture *r* du gabarit U, à mesure que l'outil marche vers le fond de la dent, comme de fig. 22 à fig. 23. La platine R est percée de deux trous *t* et *t'*, et les branches *p* et *p'* de T de trous *u* et *u'*, qui permettent de fixer *p* ou *p'* à R par *ut* ou par *u't'* et la cheville *v*. En fig. 8, c'est *p* qui est ainsi fixé sur R, de sorte que, à mesure que E avance vers la gauche, la courbe supérieure *s* du gabarit U fait tourner l'arbre O d'angles fonction de

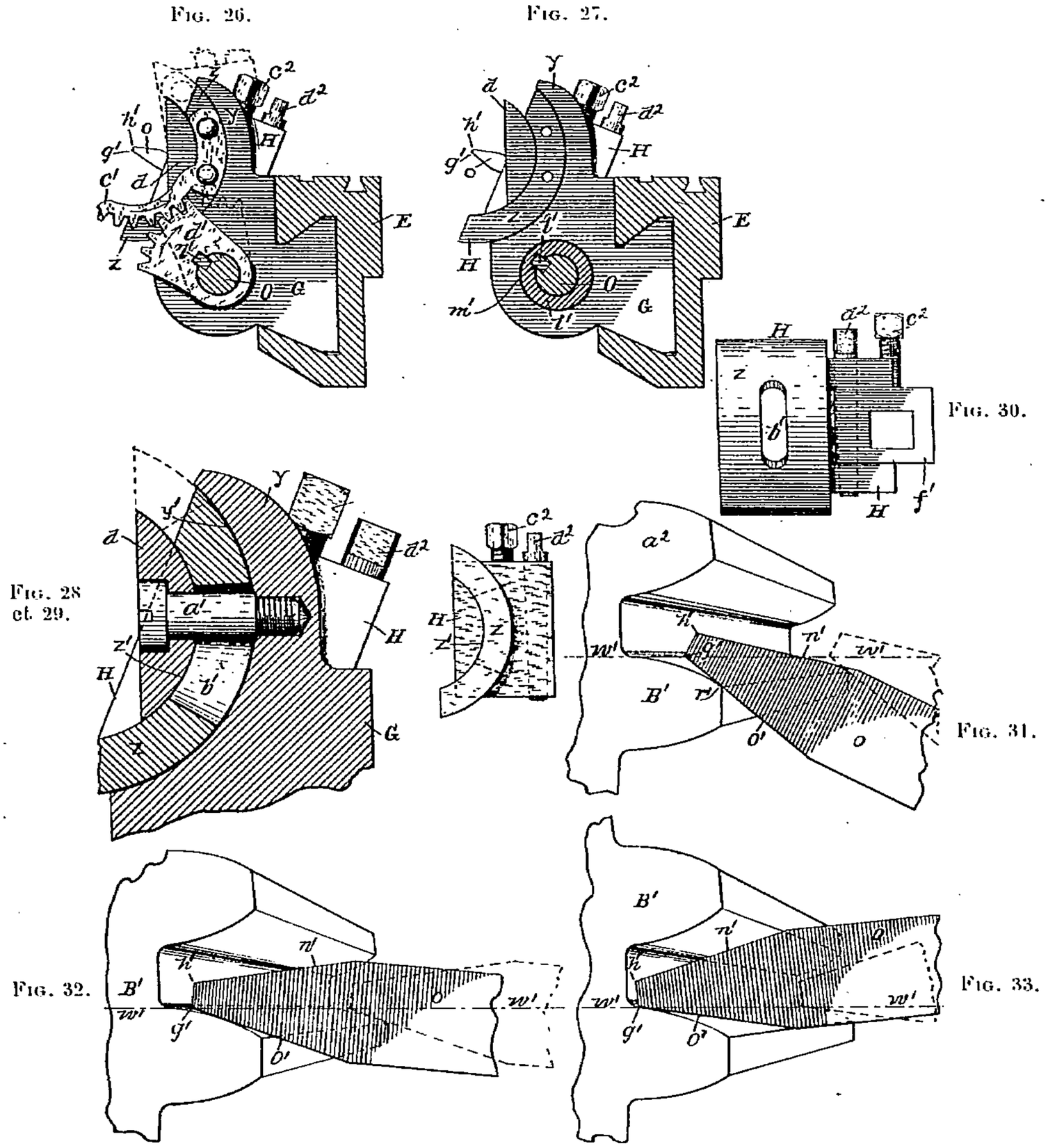


Fig. 26 à 32. — Machine *Gleason*. Détails.

cette courbe; puis, au retour de la position fig. 23 à celle fig. 22, cette rotation se répète en sens inverse par le rappel du contrepoids *w*V.

Le porte-outil H repose sur la glissière G par (fig. 28) la portée cylindrique Z, avec serrage *a'* et jeu *b'*, de sorte qu'il peut tourner dans G comme l'indique la position pointillée fig. 26, et cette rotation est commandée, de l'arbre O, par les secteurs dentés *d'* et *c'*, rainurés sur O. L'outil a la forme fig. 30, avec les faces *o'* et *n'* convergeant sous un angle d'autant plus aigu que le diamètre de la roue en taille est plus petit. Pour tailler le haut des dents de cette roue B', le coin inférieur *g'* de cet outil doit être exactement dans

l'axe de la portée cylindrique y' (fig. 28), de sorte que l'oscillation de H ne change pas la position de ce point g' sur son axe de rotation, et que ce point, lorsque la manivelle I le fait aller et venir sur E, suivant les génératrices de cônes de sommet f (fig. 16), reste toujours dans le plan horizontal passant par ce sommet. Le coin g' décrit dans ce plan la trace ww' (fig. 25 et 31). Au commencement de l'attaque, c'est l'arête o' qui agit (fig. 31) sur la dent B' en taille, puis l'inclinaison de l'outil se renverse, comme de fig. 31 à fig. 33, quand on atteint la racine de la dent. Dans chaque coupe, l'outil passe de la position pleine à la position pointillée, le point de contact de son arête o' avec la dent se rapprochant de g' à mesure qu'il se rapproche de la petite extrémité de la roue en taille. Pour la taille de l'autre flanc des dents, c'est (fig. 25) l'arête n' de l'outil qui agit, et le coin h' qui prend, sur l'axe $w'w'$, la place de g'. L'outil est (fig. 16 et 30) serré par une vis c^2 dans l'étau f', pivoté sur H autour de la vis d^2; et, pour passer de la position fig. 31 à celle correspondant à la taille fig. 25, il suffit d'intervertir la position de la semelle f^2, en la plaçant au-dessus des mâchoires b^2, et de fixer la branche p' du compas T à R au lieu de la branche p, de sorte que la rotation de O est commandée par la branche s' (fig. 22) du gabarit U au lieu de la branche s; la corde du contrepoids V est alors attachée en x' au lieu d'en x.

La division de la roue B' est commandée en R'P' (fig. 15) et l'avance par S, comme sur la machine de 1900, à la description de laquelle nous ne pouvons que renvoyer le lecteur.

INDICATEUR DE VITESSES *LUC DENIS*

Les appareils imaginés dans ce but, et employés actuellement dans l'industrie, sont, pour la presque totalité, basés sur la force centrifuge ou sur la résistance de l'air. En d'autres termes, on mesure à chaque instant, par une tension de ressort ou autre analogue, l'intensité de l'une de ces forces correspondant à la vitesse donnée. Or ces forces varient suivant le carré de la vitesse. Si, à la rigueur, un semblable dispositif est admissible quand il s'agit par exemple de relever les faibles variations de vitesse que peut avoir un moteur d'atelier installé à poste fixe et marchant à une vitesse de régime, il est insuffisant pour une machine ayant une allure très variable, ce qui est le cas des voitures automobiles, des locomotives, machines marines ou machines d'extraction de mines. En effet, supposons que la machine en question passe par des vitesses qui varient du simple au décuple, la force centrifuge variera du simple au centuple; les indications données seront donc forcément inexactes, l'appareil n'ayant plus aucune sensibilité aux petites vitesses où les divisions de la graduation seront forcément très rapprochées; par contre, les efforts seront exagérés aux grandes vitesses.

Enfin, dans beaucoup de cas de la pratique, il se présente une difficulté: la transmission du mouvement de l'arbre à contrôler à l'appareil, car, très souvent, il est incommode de placer cet appareil directement sur l'arbre; il faut, d'autre part, rejeter l'emploi des cordons ou courroies à cause des glissements. Prenons un exemple cité plus haut, celui de la voiture automobile; si l'on veut avoir une certaine exactitude, il faut compter le nombre de tours d'une roue d'avant pour en déduire ultérieurement la vitesse sur route, et non celui d'une roue motrice, à cause des glissements sur le sol. Cette roue d'avant, directrice, est mobile autour d'un axe vertical. La difficulté de la transmission de son mouvement de rotation à un appareil placé sur le châssis, devant le conducteur, est donc très grande.

L'appareil ci-après décrit a été conçu en vue d'éviter ces divers inconvénients.

On sait que le mouvement alternatif communiqué par un bouton de manivelle tournant

d'une vitesse uniforme à un coulisseau à trajectoire rectiligne au moyen d'une bielle de longueur infinie, ou tout au moins assez grande par rapport à la course, est le même que celui d'un balancier oscillant librement sous l'influence d'un ressort.

Soit maintenant un balancier étalon, dont le nombre de pulsations à l'unité de temps puisse être modifié par le déplacement d'une pièce qu'on appellera le régleur.

Par le jeu de l'appareil, une comparaison se fait entre le mouvement alternatif donné par l'arbre dont on veut savoir le nombre de tours et celui donné par ce balancier. Si les oscillations de ce dernier ne sont pas concordantes avec celles données par l'arbre, il se produit, par suite de la non-concordance des pulsations, des déplacements successifs du régleur dans le sens convenable pour rétablir la concordance.

La position du régleur indiquera donc le nombre de pulsations du balancier étalon et, par suite, le nombre de pulsations données par l'arbre et qui est le même.

L'appareil fait donc lui-même une sorte d'autoréglage de synchronisme, en d'autres termes, il y a une remise automatique à l'unisson.

Outre les avantages d'exactitude obtenus par un semblable dispositif et énumérés plus loin, on voit déjà de suite ceux résultant de la transmission à distance du mouvement sous forme de pulsations, le résultat pouvant être obtenu au moyen d'un tube à air et de deux tambours à membrane.

Cette transmission peut même s'obtenir malgré la mobilité relative de l'indicateur par rapport à l'arbre à contrôler. Ainsi, par exemple, le mouvement d'une des roues d'avant d'un automobile à l'appareil placé devant le conducteur sera transmis par un simple tube flexible en caoutchouc ou autre matière analogue.

Pour bien fixer les idées, on a d'ailleurs représenté, dans le dessin annexé, l'appareil objet de l'invention.

1° *Balancier.*

Le *balancier* présente des particularités nouvelles qui permettent de pouvoir donner des chiffres exacts pour des vitesses variant entre des limites très étendues :

1° Le nombre de pulsations donné par le balancier est proportionnel aux distances du régleur (ou pièce faisant varier ce nombre de pulsations) à l'origine de la graduation.

2° Les forces qui entrent en jeu pour une oscillation sont toujours les mêmes, quel que soit le temps de cette oscillation, circonstance qui permet d'avoir des résultats précis à cause de la constance des erreurs.

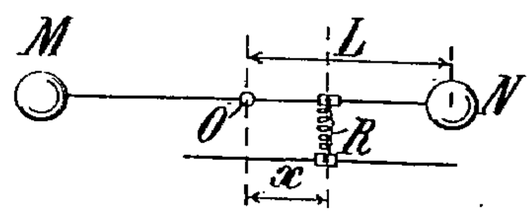


Fig. 1.
Indicateur de vitesse *Luc Denis.*

Un balancier équilibré oscillant (comme celui d'une montre par exemple) se compose essentiellement de deux pièces : une masse oscillant autour de son centre de gravité et un ressort appliqué sur cette masse et tendant à le ramener à une position moyenne. Soit un semblable système, représenté schématiquement en fig. 1, dans lequel deux masses égales M sont situées à égale distance d'un centre d'oscillation O.

Appliquons sur un point de la barre reliant ces deux masses un ressort R, la distance du point d'application au centre d'oscillation étant x. Si nous déplaçons ce ressort parallèlement à lui-même de façon à faire varier sa distance x du point o, le nombre d'oscillations à la minute que peut faire le balancier, sous l'influence du ressort, varie proportionnellement aux distances x.

Ce desideratum théorique a été réalisé d'une manière très approchée par la disposition pratique suivante, représentée schématiquement en fig. 2 :

a est un volant formant masse du balancier et tournant librement autour de son centre *o*.

b est une lame de ressort attachée à l'une de ses extrémités au corps de l'appareil faisant point fixe ; l'autre extrémité est articulée en 1 à la bielle *c*.

Cette bielle est articulée en 2 à une autre bielle de même longueur *e*, ainsi qu'à une biellette *d*. L'autre extrémité de *e* est articulée en 4 sur un point du volant.

Le point 4 est à une distance du centre du volant égale à la longueur des bielles *c* et *e*.

La biellette *d* a son autre extrémité 3 articulée au levier *f*, qui peut tourner autour d'un centre *q*, situé aussi dans le prolongement des centres 1 et 4 à leur position moyenne.

Le levier *f* est le *régleur*, c'est-à-dire la pièce dont la position détermine le nombre d'oscillations du pendule.

Pour faire voir l'influence de sa position, écartons le pendule de sa position moyenne en faisant fléchir le ressort *b*. Le point 1 vient en 1', 2 en 2'. Cette course 2 2' est sensi-

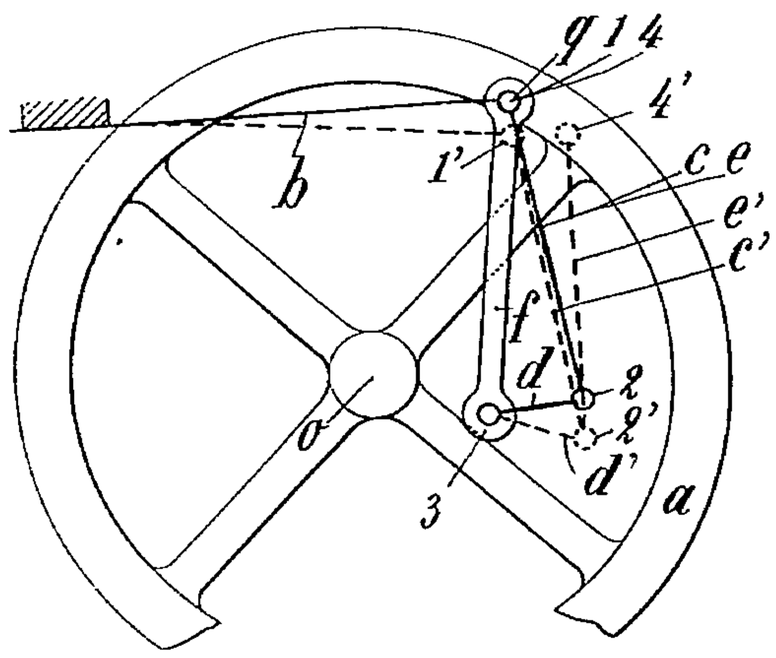


Fig. 2. — Indicateur de vitesse *Luc Denis*. Schéma.

blement égale et parallèle à 1 1'. La bielle *c* vient en *c'* et le point 4 en 4', en faisant décrire un certain angle au balancier.

On voit donc que, par l'effet de cette disposition, les choses se passent comme si le ressort *b* agissait directement au point 2, et avec la même intensité qu'en 1 ; que le bras de levier d'action sur le balancier est la perpendiculaire du point 0 sur la trajectoire 2 2', c'est-à-dire sensiblement égal à la distance 0 2, et que le nombre d'oscillations du balancier sera proportionnel à cette longueur 0 2, comme on l'a expliqué précédemment. En faisant tourner *f* autour de son centre *q*, on fait varier cette distance 0 2, et, par suite le nombre d'oscillations pendant l'unité de temps. On voit aussi que, si la course 1 1' qu'on a donnée au ressort est une constante, ce qui se trouve réalisé dans l'appareil ci-après décrit, quelle que soit la position de *f*, et, par conséquent, le nombre d'oscillations du pendule, la force qui entre en jeu, étant la tension du ressort correspondant à cette course, reste par suite la même pour les diverses positions de *f*.

En se reportant aux fig. 3, 4 et 7, on retrouvera toutes ces pièces désignées avec les mêmes lettres de référence.

La fig. 6 montre le cadran indicateur devant lequel joue l'aiguille *y*, fixée au régleur *f*.

2° *Mécanisme de remise au synchronisme.*

Ce mécanisme est représenté fig. 4 et 7 et en partie schématiquement fig. 3.

Le régleur *f* est relié par la bielle *l* à un secteur *g*, articulé en 12 avec la pièce *m*,

également articulée au même centre q que f. Ces quatre pièces f, l, g, m forment un parallélogramme ayant un seul point fixe q. La pièce m est constamment poussée par le ressort 25, qui fait ainsi appuyer le secteur g sur une pièce fixe j, terminée en couteau. Le secteur g comporte une denture fine 8, où la pièce j vient s'engager en immobilisant le secteur g, et par suite le régleur f.

D'autre part, un levier h, de même longueur que la pièce m et que la bielle l, tourne autour du point fixe 7, et reçoit un mouvement alternatif de l'arbre dont on veut connaître le nombre de tours, et porte, articulée en 5, la pièce i, sorte de fourche ou de V tournant autour de la pointe.

Cette pièce agit au moment voulu sur le secteur, et dans le sens convenable pour en opérer le déplacement.

En effet, cette fourche vient, à chaque oscillation de h, rencontrer le secteur g, et cela un peu avant que h soit arrivé à sa position moyenne en partant de sa position inférieure.

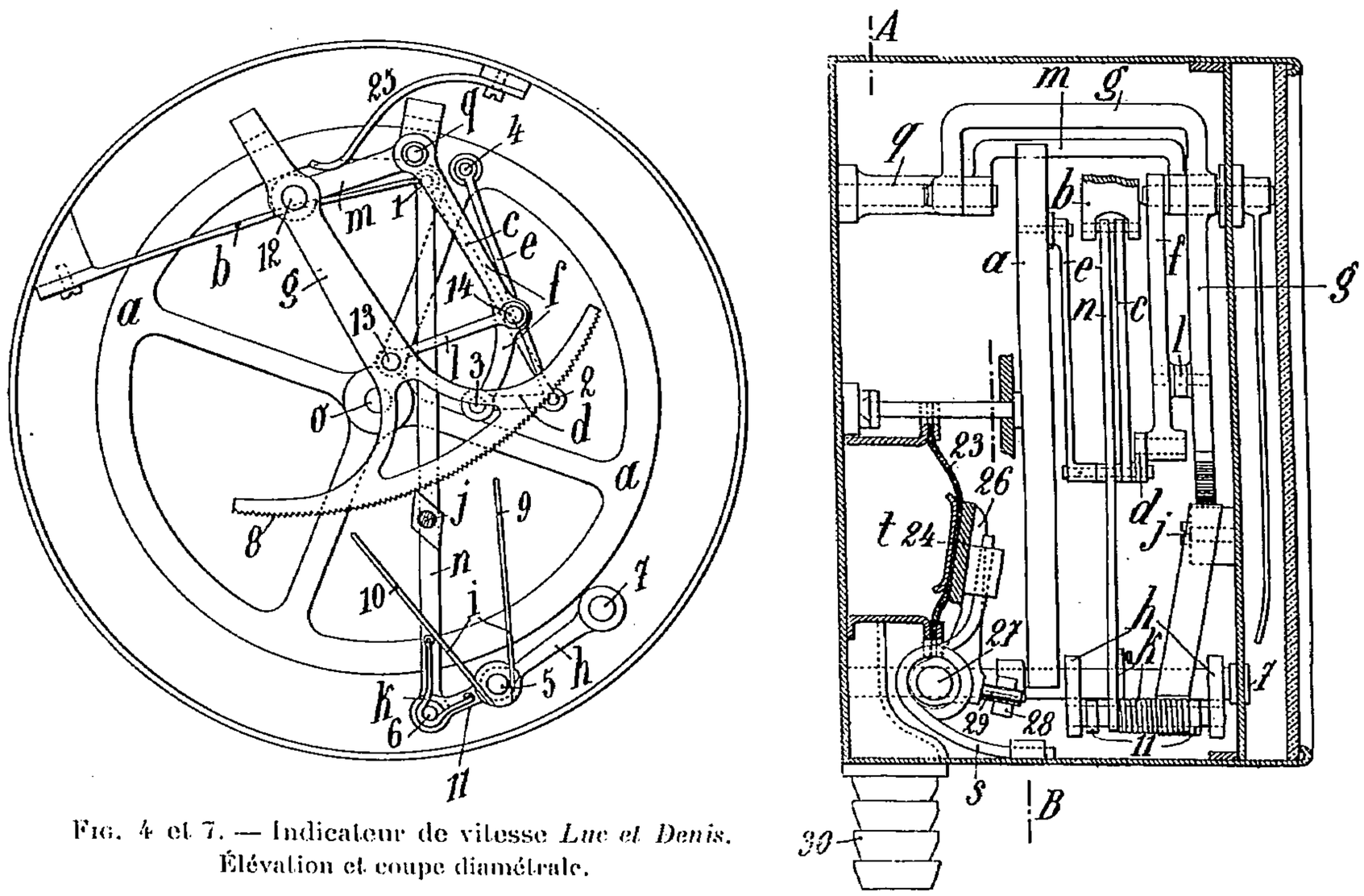


Fig. 4 et 7. — Indicateur de vitesse *Luc et Denis*. Élévation et coupe diamétrale.

Or, si la fourche a été, avant de prendre contact avec le secteur, déviée de sa position axiale, à droite ou à gauche, l'une des branches 9 ou 10 de la fourche touchera le secteur denté en déterminant une poussée oblique sur celui-ci et en le décollant de la butée j ; le secteur va donc tourner jusqu'à ce que l'autre branche prenne contact à son tour, et cela en entraînant le régleur f par la bielle l.

Dès que ce double contact aura eu lieu, la fourche, ayant deux points d'appui sur le secteur, forme avec celui-ci, sous la poussée du ressort, comme une seule pièce et le levier h continuant d'agir jusqu'à la fin de la course, cet ensemble, fourche et secteur, se meut parallèlement, en constituant le quatrième côté d'un parallélogramme articulé en q et 7, sur le corps de l'appareil, les deux autres côtés étant les pièces égales m et h.

Il en sera de même au retour, tant que le secteur ne sera pas reposé sur sa butée et la fourche libérée.

On remarquera que, dans cette dernière partie du mouvement aller et retour :

1° L'articulation 13 de la bielle *l* sur le secteur décrivant exactement le même arc de cercle que les points 5 et 12 et la bielle *l* ayant la même longueur que *m* et *h*, son autre articulation 14, sur le régleur *f*, restera complètement immobile, ainsi que le régleur lui-même ;

2° Dans tout ce mouvement, aller et retour, la fourche est assujettie à rester dans la position axiale ;

3° Plus la fourche a été déviée avant le contact et plus grand sera l'angle décrit par le secteur et aussi par le régleur.

La fig. 3 représente schématiquement le mouvement de la fourche et du secteur et donne les positions successives occupées par chacune de ces pièces, savoir :

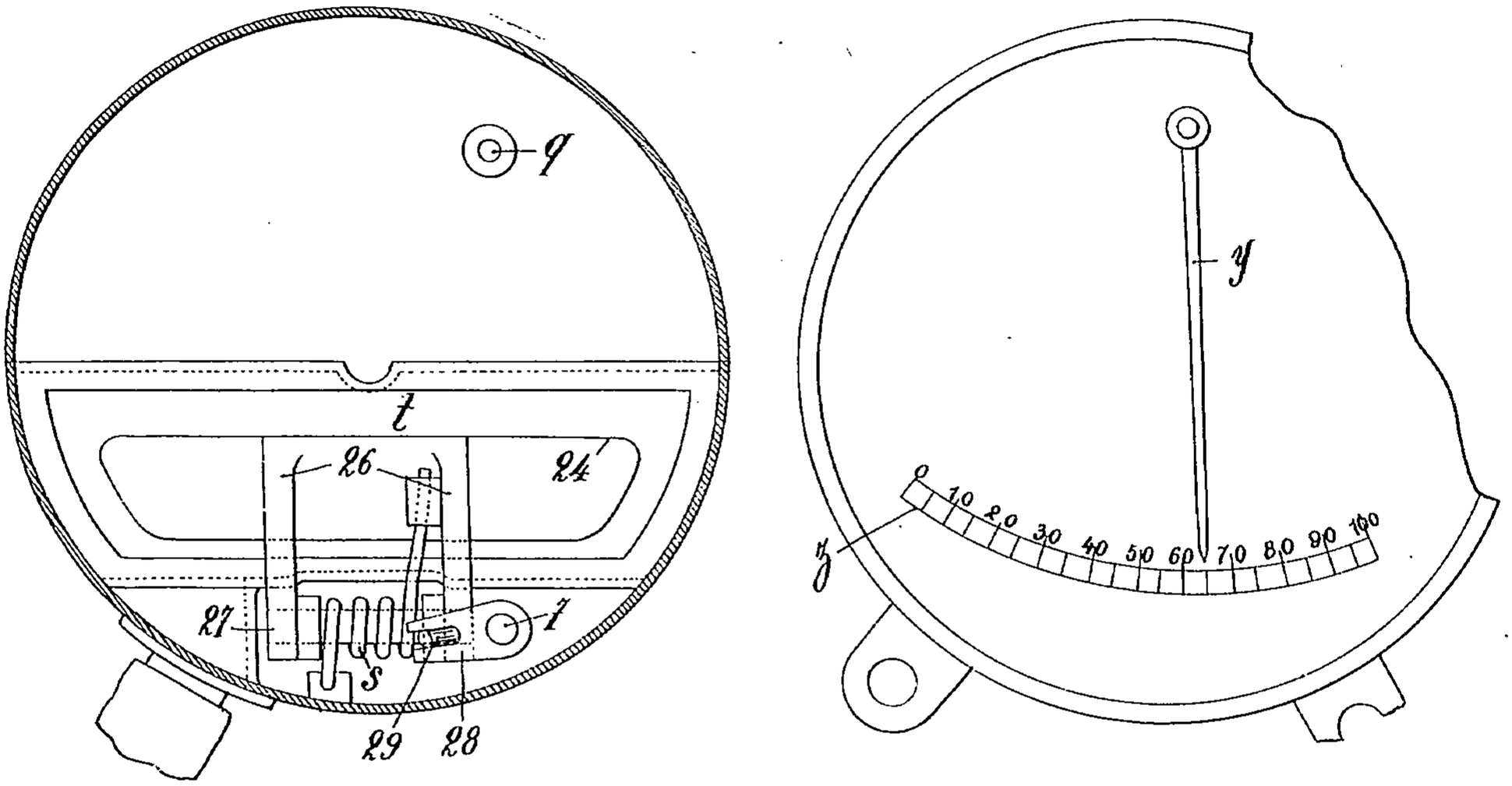


Fig. 5 et 6. — Indicateur de vitesse *Luc Denis*.
Coupe AB (fig. 7) et vue du cadran.

1° En trait plein quand, en partant du bas, la fourche, déviée à droite, a attaqué le secteur par la branche 10 et la pousse à gauche ;

2° En pointillé, un peu avant la position moyenne, quand le deuxième bras de la fourche a rencontré le secteur après que celui-ci a tourné, entraînant le régleur ;

3° En trait mixte, en fin de course supérieure, le secteur et la fourche ont marché parallèlement, laissant le secteur immobile.

Voici comment la fourche est déviée au moment voulu pour produire la rotation du secteur.

Cette fourche porte un bras 11 (fig. 4) articulé en 6 à la bielle *n*, qui pivote sur l'articulation 1, commune au ressort du pendule et à la bielle de transmission *c*.

Mais un ressort faible *k*, enroulé autour de l'articulation 6 et pouvant agir dans les deux sens, tend à maintenir constant l'angle fait par *n* et 11 et, par suite, à ramener la fourche dans l'axe.

Dans toute la demi-course supérieure, la fourche *i*, ayant été maintenue, comme on vient de le voir, par l'appui simultané de ses deux branches sur le secteur, s'est transportée parallèlement et, par suite, le point 5 a fait le même mouvement et à la même vitesse que 6, le mouvement de *h* a été transmis intégralement au pendule.

Donc, quand la fourche quitte le secteur, les points 1, 6 et 5 ont la même vitesse. A ce moment, trois cas peuvent se présenter :

1° Le pendule est à la position voulue pour donner le même nombre d'oscillations que le levier *h*. Les points 1, 6, 5 continuent à cheminer à la même vitesse et à faire le même parcours, le mouvement de *h* étant exactement celui du pendule. Ils passent donc en même temps à la position inférieure, puis remontent, la fourche se mouvant d'un mouvement de transport parallèle, ses deux branches attaquent en même temps le secteur qui par conséquent ne tourne pas ;

2° Le nombre d'oscillations du pendule est plus grand que celui du levier *h*. Donc, le point 1 et, par suite, 6 exécutent plus rapidement leur mouvement que le point 5. Comme ils avaient la même vitesse lorsque la fourche a été rendue libre, le point 6 fait une oscillation plus courte que 5, remonte plus vite en ouvrant le ressort *k*. C'est la branche 10 qui vient remonter le secteur et, par suite, le fait tourner dans le sens de la flèche, c'est-à-dire amène le régleur vers le plus petit nombre de tours.

Comme l'ouverture du ressort *k* et l'inclinaison de la fourche sont d'autant plus grands que la différence entre le nombre d'oscillations du pendule et le nombre de tours du moteur sont plus grands, il s'ensuit, qu'à chaque oscillation, le régleur se trouve ramené d'une quantité qui diminue jusqu'à l'équilibre, ce qui assure en même temps la plus grande vitesse de ramenage et la plus grande exactitude de position ;

3° Si le pendule fait un nombre d'oscillations plus faible, les points 1 et 6 continuent leur mouvement plus loin que *g*, ce qui a pour effet de fermer l'angle de *n* et de 11 et, par suite, de faire agir la branche 9.

Dans ces conditions, le secteur tourne en sens inverse de la flèche et amène progressivement le régleur à faire faire un plus grand nombre d'oscillations.

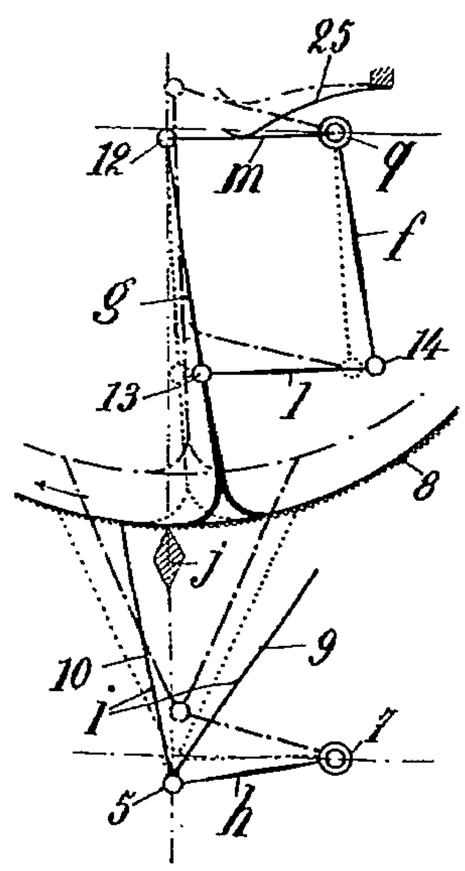


Fig. 3. — Indicateur de vitesse *Luc Denis*. Schéma du mouvement de la fourche et du secteur.

Au point de vue de ce qui se passe exactement dans ces deuxième et troisième cas, il est à remarquer que, par le calcul et aussi par l'expérience directe, on trouve que les écarts que prend la fourche sous l'influence de l'avance ou du retard du balancier étant variables à chaque instant, il faut régler la position de la butée *j*, sur laquelle repose le secteur, à une distance telle que les becs de la fourche rencontrent ensemble le secteur un peu avant que le levier *h* soit arrivé à sa position moyenne.

3° *Transmission.*

Comme il est dit à l'exposé, sur l'arbre dont on veut connaître le nombre de tours, est monté un mécanisme capable de donner un mouvement alternatif convenable à la membrane mobile d'un tambour à air.

A titre d'exemple, on a figuré dans le dessin la disposition d'un transmetteur (fig. 8 en élévation et fig. 9 en plan), où l'on trouve les pièces suivantes : *u*, bâti portant le mécanisme ; *p*, arbre moteur ; 15, excentrique donnant un mouvement alternatif au galet 16 du levier *r* pivotant en 21. Le disque 17 agit sur la membrane flexible 18 en cuir, caoutchouc, etc., l'enfonçant ou la retirant du tambour.

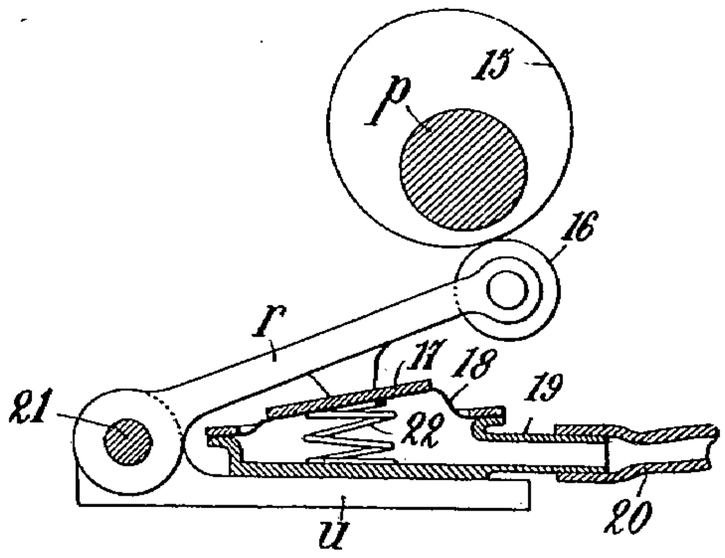
Un ressort 22 applique constamment le galet contre l'excentrique 15. Un ajutage 19

reçoit le tuyau 20, destiné à conduire au récepteur l'air qui a été successivement refoulé et aspiré.

Le récepteur, disposé dans la boîte de l'appareil (fig. 5 et et 7), se compose de la boîte *t*, dans laquelle l'air arrive du transmetteur par l'ajutage 30, recevant le tuyau allant au transmetteur.

L'air agit sur la membrane 23, fixée à la plaque 24, portée elle-même sur deux bras 26, pivotant autour de 27. Un doigt 29, fixé sur l'un des bras 26, actionne directement le levier à coulisse 28, fixé au levier *h*.

Il faut que les oscillations se fassent toujours autour d'une même position moyenne, qui doit coïncider avec celle du balancier, et il faut éviter qne cette position puisse être modifiée par suite de l'augmentation ou de la diminution accidentelle du volume d'air contenu dans la conduite et dans les tambours. Dans ce but, un fort ressort en torsion *s*, travaillant dans les deux sens, agit sur les bras 26, et tend à ramener toujours la plaque 24



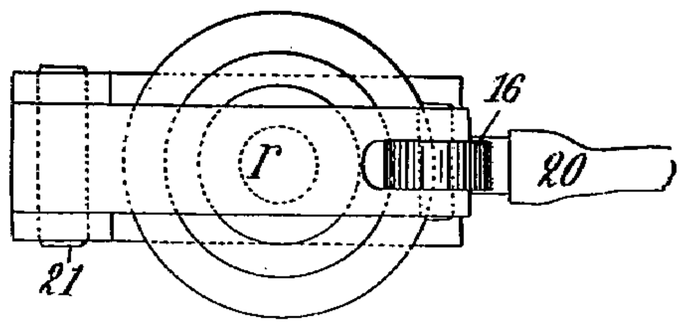


Fig. 8 et 9. — Indicateur de vitesse *Luc Denis*. Transmission.

à la position moyenne, de sorte que l'air se trouve comprimé dans la conduite pendant la demi-course supérieure et raréfié pendant la demi-course inférieure.

Une légère fuite pratiquée (ou même celles existant naturellement) laisse rentrer ou sortir de l'air en excès dans celle des deux périodes qui se trouverait à être plus longue, et le ramène enfin à l'égalité, de sorte que la course se fait toujours autour de la même position moyenne qui doit correspondre à celle du balancier.

Les applications de cet appareil peuvent être fort nombreuses. Citons, pour exemple, celle qu'on peut faire pour connaître à chaque instant la vitesse d'une voiture automobile ou autre sur la route. Cet appareil servira avantageusement aussi à indiquer, sur la passerelle ou dans la cabine d'un capitaine de navire, la vitesse de ses machines motrices ; au mécanicien, celle de sa locomotive ; au chef d'atelier, en lui groupant dans son bureau ou en tout autre point, même éloigné de l'origine, les vitesses des diverses machines importantes de son usine.

Dans certains cas spéciaux, où l'indicateur est disposé à poste fixe sur la machine dont on veut connaître la vitesse, on pourra attacher directement une pièce à mouvement alternatif sur le levier *h*, et supprimer la transmission à air.

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

MOTEURS THERMIQUES

MACHINE A VAPEUR FROIDE Windhausen, 1, Cornelius Str., Berlin (*Brevet anglais 20290 de 1902*). Dispositifs pour régler la marche de la machine à vapeur froide malgré les variations de la

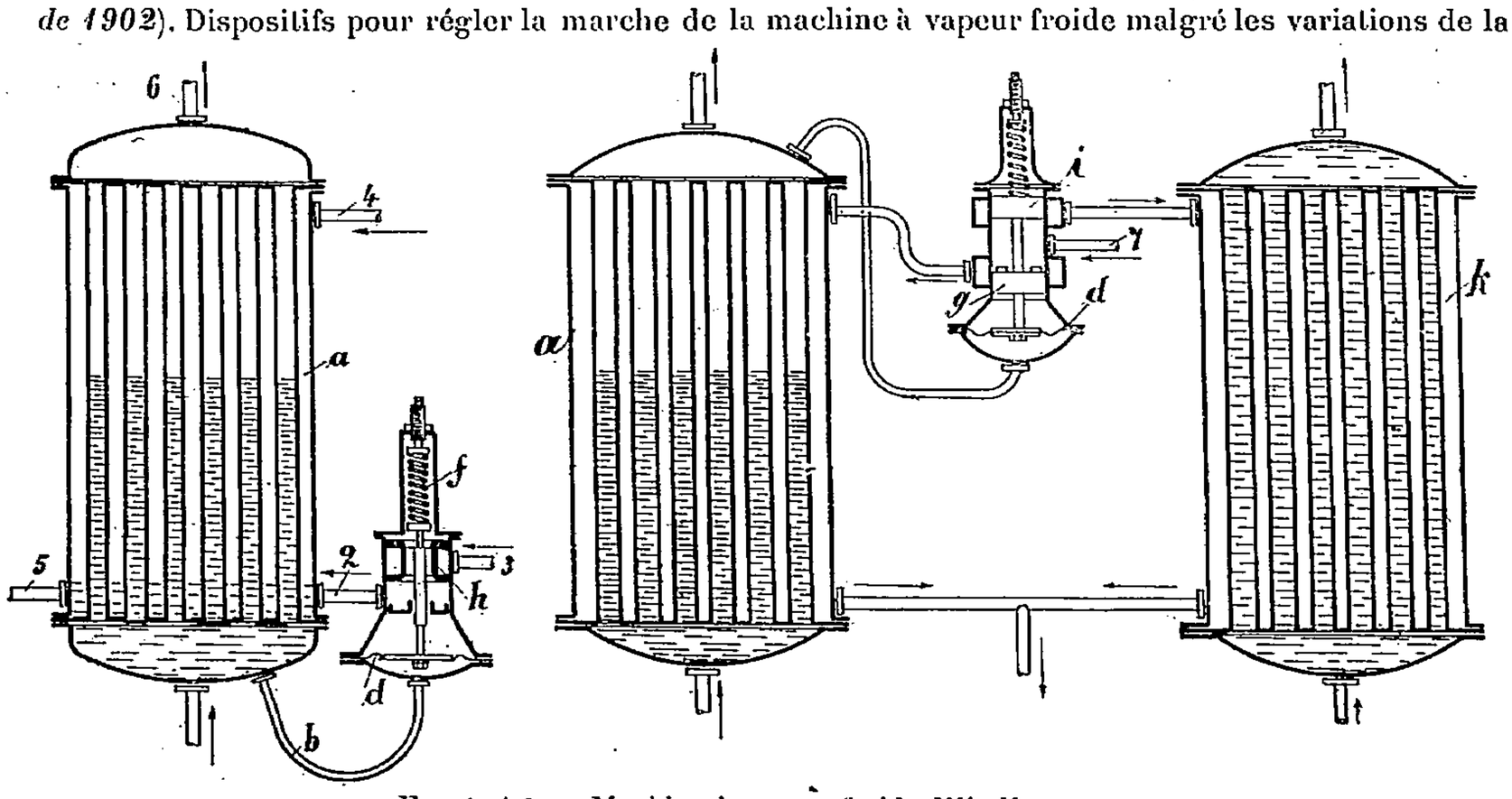


Fig. 1 et 2. — Machine à vapeur froide *Windhausen*.

puissance du moteur à vapeur chaude qui l'alimente. La vapeur de ce moteur traverse suivant 4-5 (fig. 1) le vaporisateur *a* du moteur à vapeur froide, que l'ammoniac ou l'acide sulfureux traversent

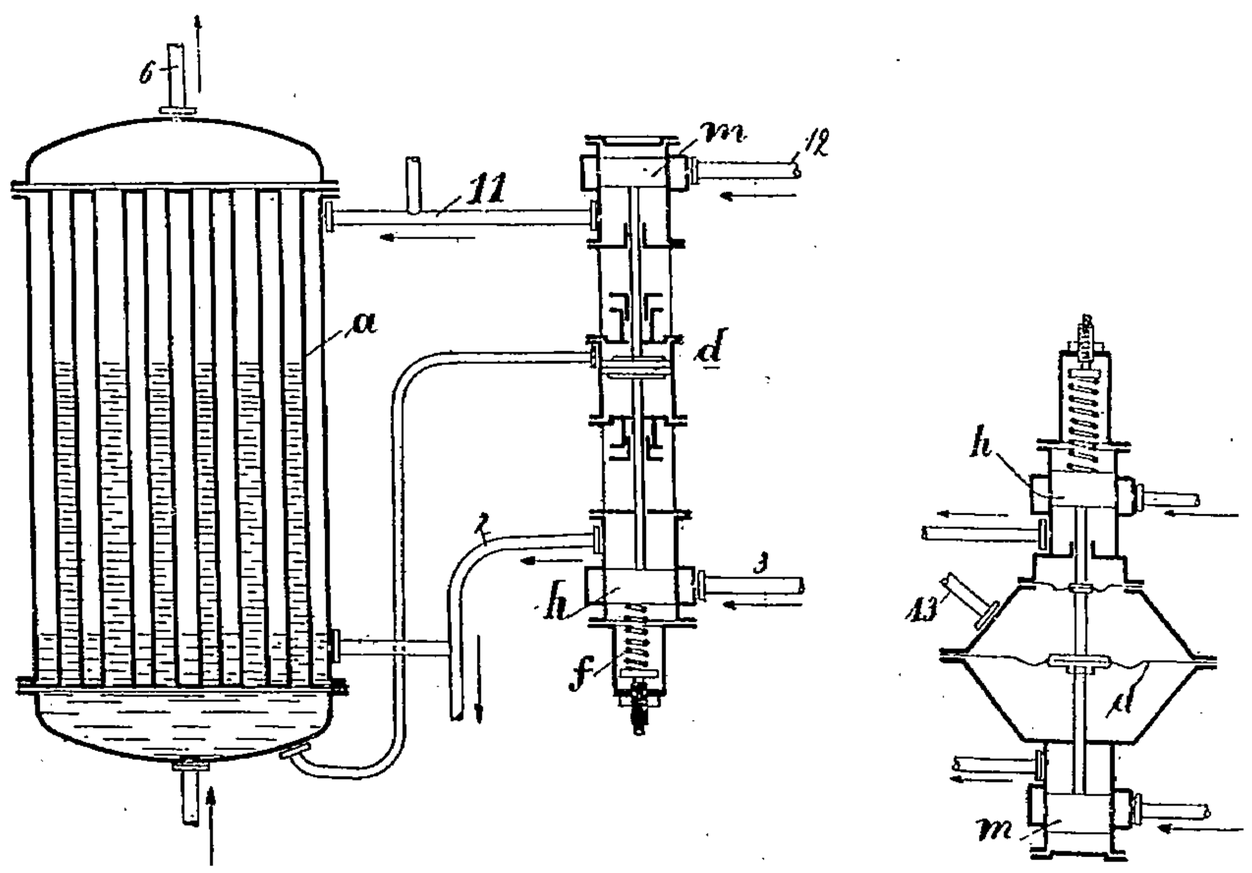


Fig. 3 et 4. — Moteur *Windhausen*.

de 1 à 6, en passant dans les tubes ; si la tension de la vapeur froide dépasse la valeur prévue, elle soulève en *b* le diaphragme *d* qui, par 3*h*2, admet en *a* de l'eau froide. En fig. 3, la vapeur d'échap-

pement du moteur principal arrivant en 7, est envoyée par *dgi*, tantôt en totalité au vaporisateur *a*, tantôt partie à ce vaporisateur partie au condenseur *k*. Dans les deux cas, la tension de la vapeur dans *a* est limitée par celle du ressort *f*. En fig. 3, *d* fait admettre en *a* soit de l'eau froide par 3*h*2, soit de a vapeur d'eau par 12 m. 11. En fig. 4, la pression de la vapeur d'échappement du moteur principal s'exerce directement par 13 sur le diaphragme *d*. On peut aussi faire agir sur ce réglage un solénoïde traversé par le courant des dynamos commandées par le moteur.

MOTEURS A GAZ. Stéréogrammes des moteurs à gaz d'après **M. Diederichs** (*Sibley Journal of Mechanical engineering février*). Dans le stéréogramme (fig. 5) on a représenté les rendements en fonction de r : rapport du volume à la fin de la course au volume de la chambre de compression, et de δ, rapport du volume à la fin de l'admission à ce même volume. Ce rendement est donné, pour le cycle de Diesel, par la formule $E = 1 - \frac{1}{r^{x-1}}\frac{1}{x}\left(\frac{\delta^x - 1}{\delta - 1}\right)$ dans laquelle x désigne le rapport des chaleurs spécifiques de la charge motrice à pression et à volume constants. La surface ABCD donne les rendements du moteur Diesel pour toutes les valeurs de r de 4 à 16 et de δ

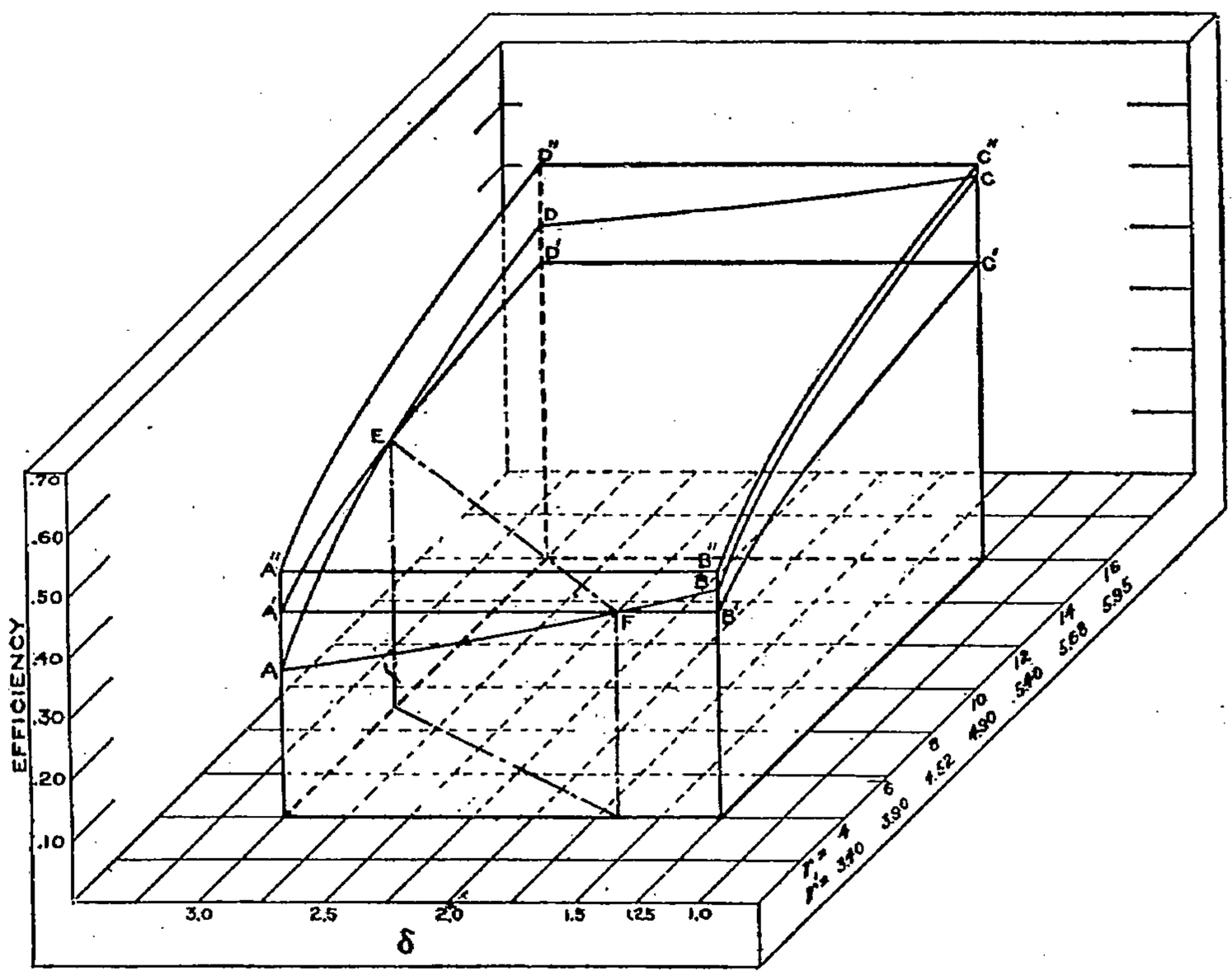


Fig. 5. — Stéréogrammes des cycles de *Diesel et d'Otto*.

de 1,25 à 2,5. En pratique $\delta =$ environ 2,5 et r varie de 13 à 16. La surface A'B'C'D' représente le rendement correspondant du cycle d'Otto, donné par la formule $E = 1 - \frac{1}{r^{x-1}}$. Les deux surfaces se coupent en EE. Dans le champ AEF, le cycle d'Otto l'emporte, avec $\delta = 2,5$, et r doit être égal à 8 environ pour que son cycle aille de pair avec celui d'Otto ; au delà, le cycle de Diesel l'emporte, ce qui est sa condition normale, puisque r y est toujours supérieur à 8. Mais cette conclusion n'est pas certaine, car elle ne tient compte ni de l'influence des parois ni de la variation des chaleurs spécifiques. C'est ainsi que, d'après Guldner, les deux cycles seraient, avec la pression maxima, sensiblement équivalents, de sorte que l'intersection EF devrait se trouver beaucoup plus près de D'B''. La supériorité pratique du moteur Diesel serait due, non tant à son cycle qu'à la combustion parfaite du pétrole vaporisé et intimement mélangé à l'air. La surface A''B''C''D'' représente le rendement du cycle d'Otto avec la même compression que le Diesel ; on voit que, dans cette condition irréalisable, le rendement du cycle d'Otto l'emporte. On a essayé de pousser la compression très loin, dans le cycle d'Otto, en rendant le mélange moteur moins susceptible d'allumage spontané, par exemple par une injection d'eau, comme dans le moteur Banki. Un de ces moteurs, avec $r = 18$ et $x = 1,4$, avait un rendement cyclique de 0,60 ; la pression maxima y était de 46 kilog. absolus, ce qui donnerait pour le cycle correspondant de Diesel $r = 16$ et $E = 0,565$.

Poste d'incendies au gaz de Philadelphie (*Cassier's Magazine, mars, et Engineering Record, 5 mars*). Se compose (fig. 6) de 9 moteurs à gaz d'un prix total, avec leurs pompes, de 150.000 dollars, et d'un débit total de 24 millions de gallons (109.000 mètres cubes) par heure sous la pression de 21 kilog. par centimètre carré ; dépenses courantes par mois : salaires, entretien... 975 dollars;

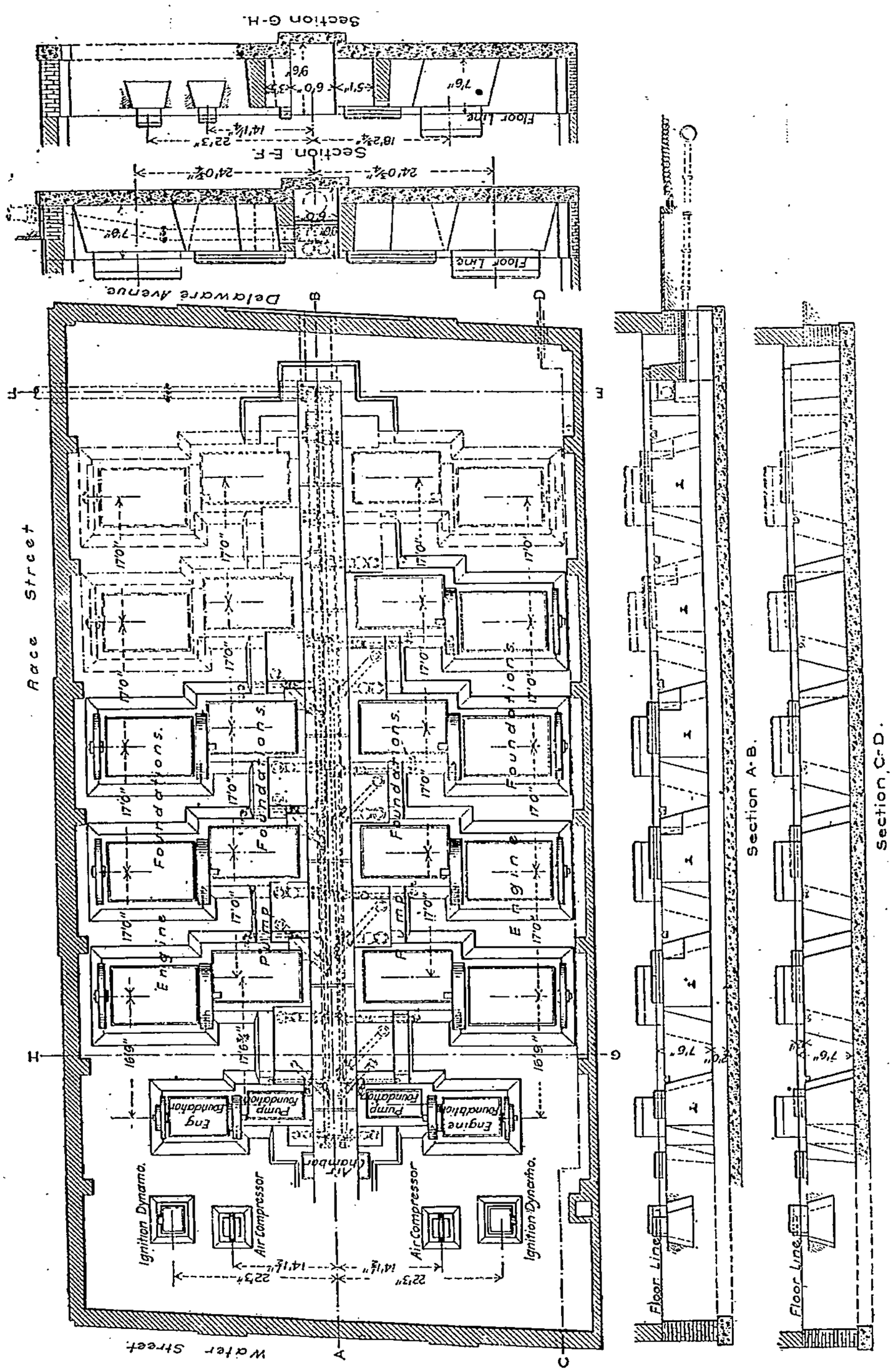


Fig. 6. — Poste d'incendie de *Philadelphie*. Ensemble.

économie d'établissement sur une station à vapeur équivalente 21 p. 100 ; économie d'exploitation 29 p. 100; économie totale 50 p. 100. Les moteurs à gaz sont moins encombrants, toujours prêts à partir et débarrassés du gros ennui des chaudières, charbon et personnel ; elles permettent de subdiviser la puissance en de nombreux petits moteurs d'un rendement excellent, mettant la disponibilité totale de la station à l'abri de tout accident individuel à ces moteurs. Le bâtiment a 49 × 20 m. 50

dont une partie seulement est occupée par les moteurs, parfaitement dégagés et desservis par un pont roulant. Cette salle pourra renfermer 10 moteurs à gaz de 300 chevaux ; elle en contient

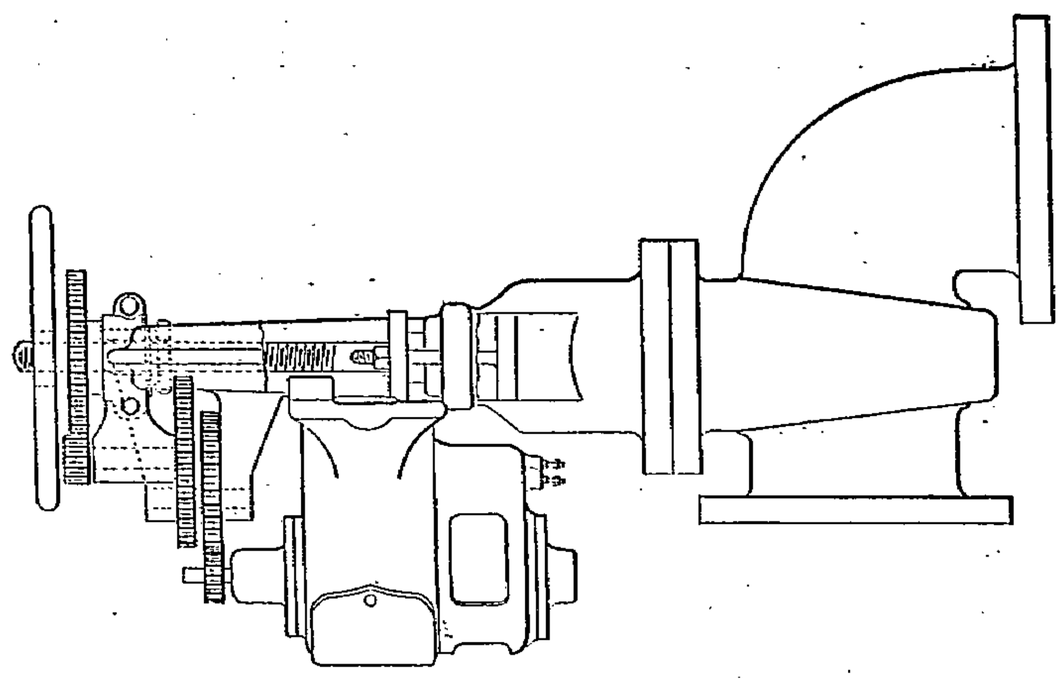


Fig. 7 *bis*. — Poste d'incendie de *Philadelphie*.
Vanne à commande électrique.

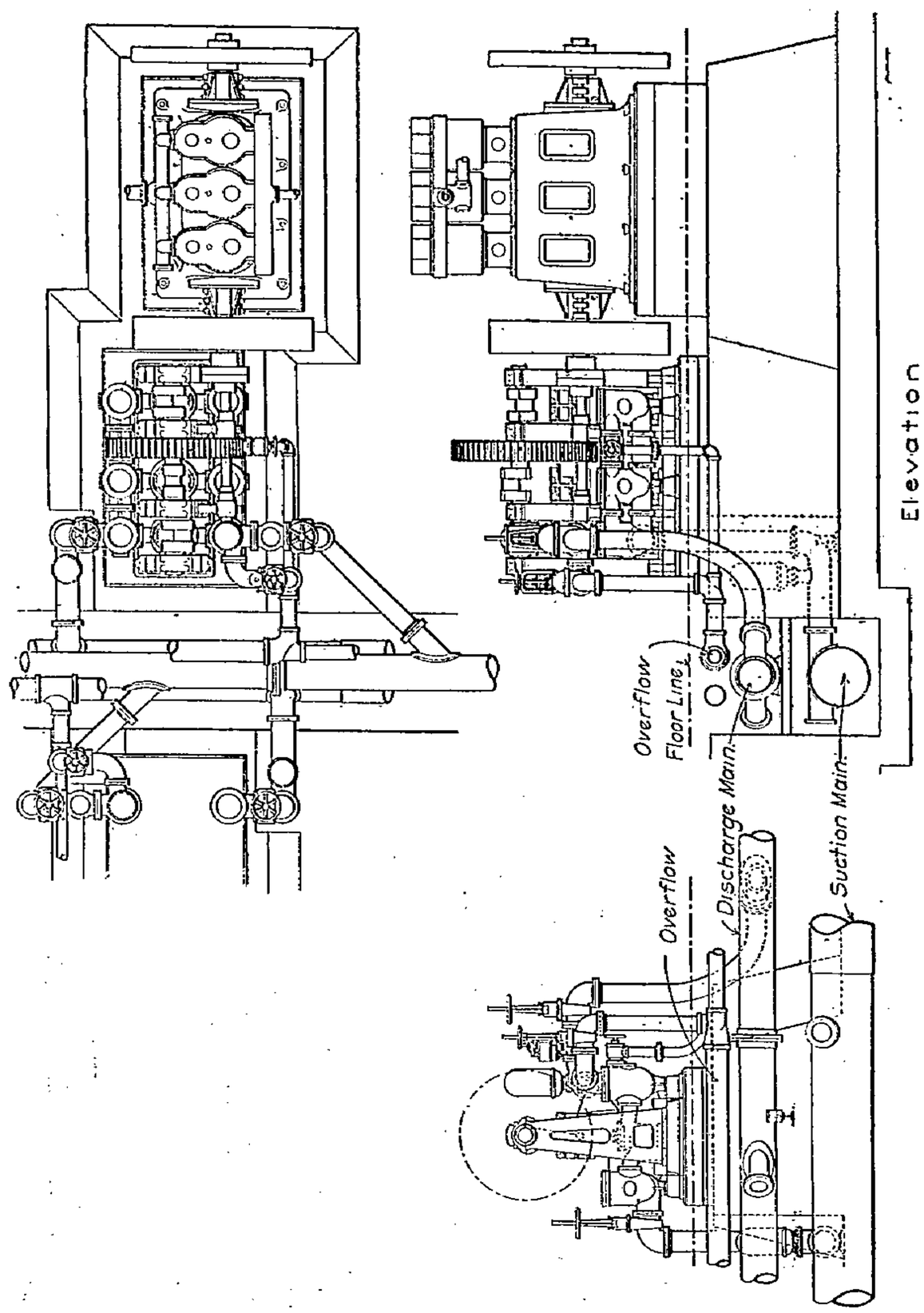


Fig. 7. — Poste d'incendie de *Philadelphie*.
Détail d'un groupe moteur et pompe.

actuellement 7, et deux de 125. Les moteurs de 300 chevaux sont (fig. 7) des Westinghouse verticales à 3 cylindres commandant chacune une pompe Deane triple, à cylindres de 292 × 305 millimètres, à 40 tours, par un train réduisant 5 fois la vitesse du moteur. Le refoulement de la pompe est

contrôlé par une vanne de 305 millimètres, commandée à vis, et par une vanne de dérivation commandée (fig. 7 *bis*) par une dynamo qui met une minute à l'ouvrir ou à la fermer de manière à éviter les coups de bélier. Lors de la mise en train, les deux valves sont ouvertes et la pompe marche sur elle-même sans pression ; dès que la vitesse normale est acquise, on ferme graduellement la dérivation et l'on refoule contre la pression de 5 à 6 kilog., qui est celle des eaux de la ville, puis, dès que cette pression est dépassée, le clapet qui sépare la canalisation de l'usine de celle de la ville et, s'il n'y a

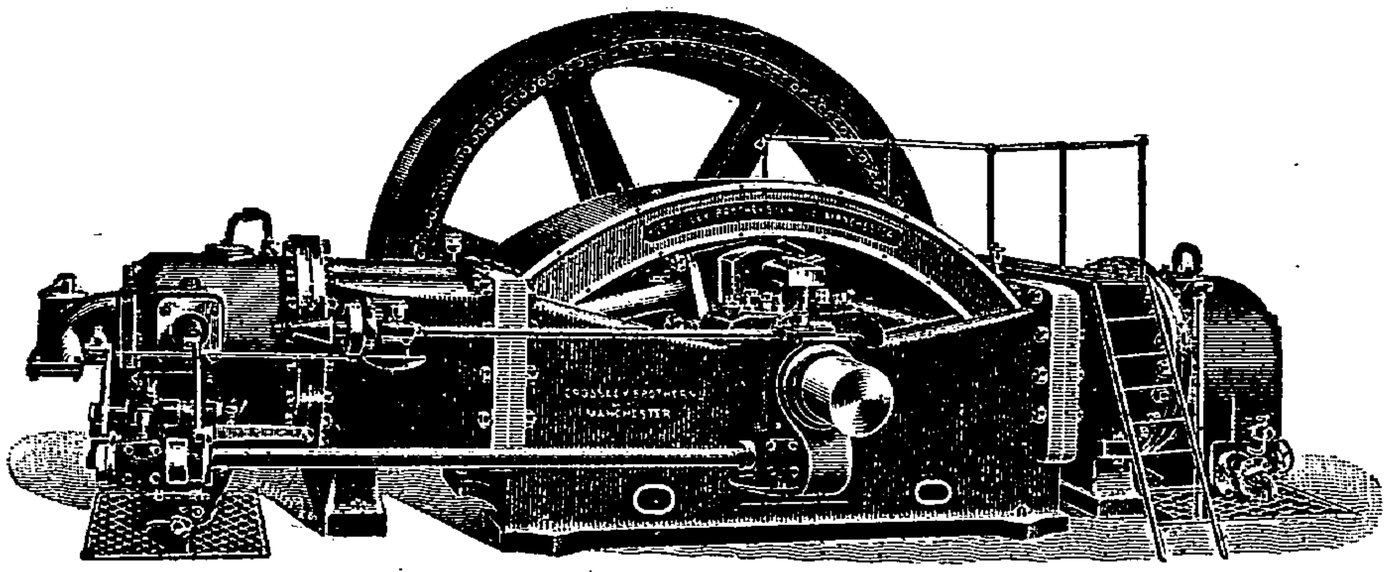


Fig. 8. — Moteur *Crossley*. Type américain.

pas de lance d'incendie en jeu, la pression atteint très vite 21 kilog. dans les conduites reliées à l'usine. A cette pression, une soupape de sûreté se lève et renvoie le refoulement dans une dérivation jusqu'à la mise en jeu des lances. Si la pression baisse, on met en train un nouveau moteur. On essaie ainsi, chaque jour, tous les moteurs. Chaque unité, pompe et moteur, a ses manomètres d'aspiration et de refoulement. Le gaz est fourni par une canalisation principale de 50 centimètres, sa puissance calorifique est de 6.000 calories au mètre cube ; il arrive aux machines, ramené à la

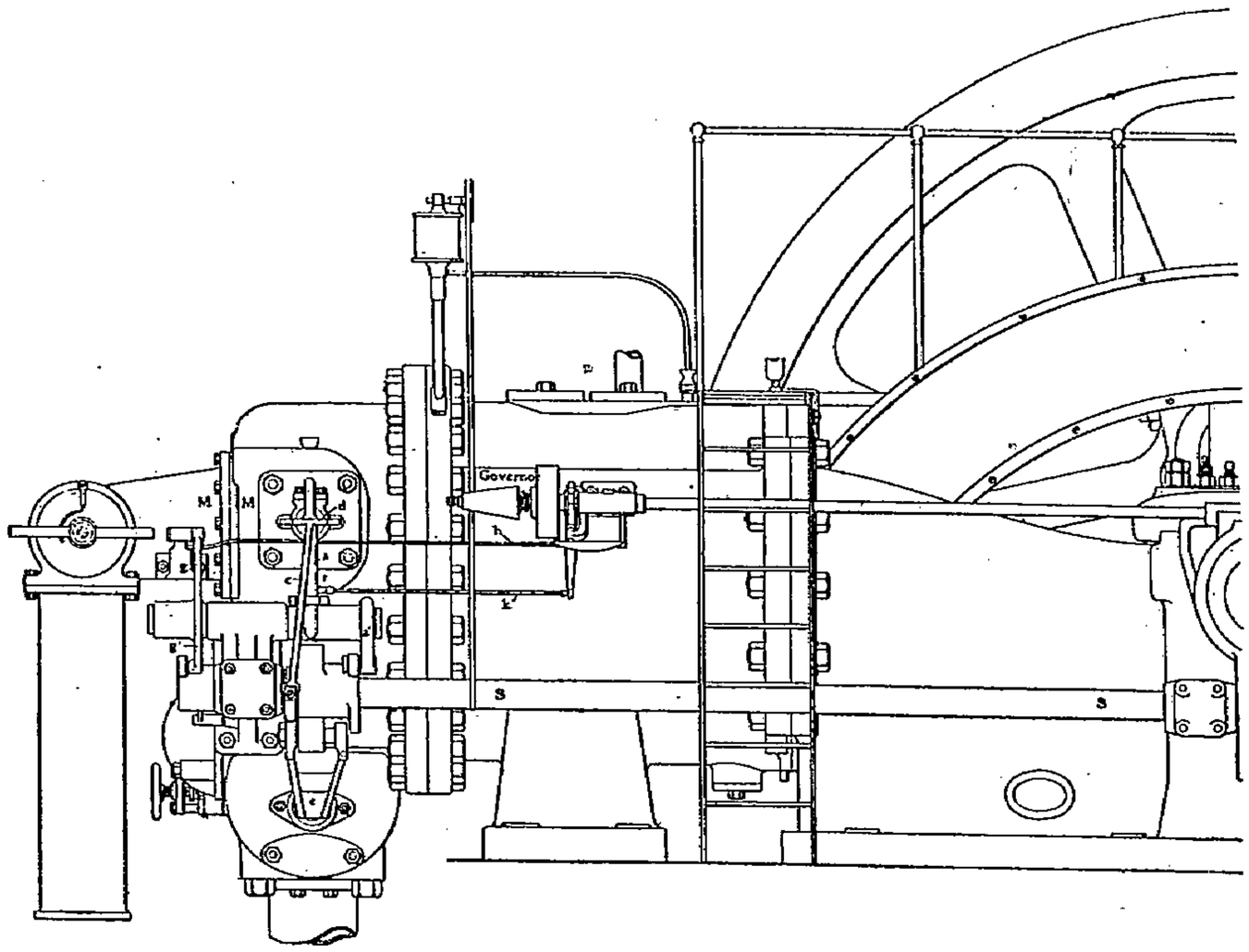


Fig. 9. — Moteur *Crossley*. Élévation.

pression atmosphérique par un régulateur, et son dosage est déterminé par une valve de mélange à l'entrée de chaque moteur (*Revue de Mécanique, février 1902, p. 99*), et chaque moteur est réglé de façon qu'en cas de rupture d'une colonne de refoulement, la vitesse ne s'augmente pas de plus de 2 p. 100. Chaque moteur a son allumage électrique de rechange ; cet allumage est assuré par trois sources d'électricité : un circuit de 220 volts alimenté par des dynamos que commandent les moteurs

auxiliaires ; un circuit de 220 volts fourni par la ville et un circuit de 8 volts fourni par des accumulateurs ; la tension des deux premiers circuits est réduite par un petit transformateur-moteur dans chaque boîte d'allumage. Les moteurs sont mis en train par de l'air comprimé à 14 kilog. dans des réservoirs assez grands pour mettre en train toute la station sans avoir recours aux compresseurs. Ces compresseurs sont au nombre de deux, avec dérivation les paralysant dès que la pression atteint

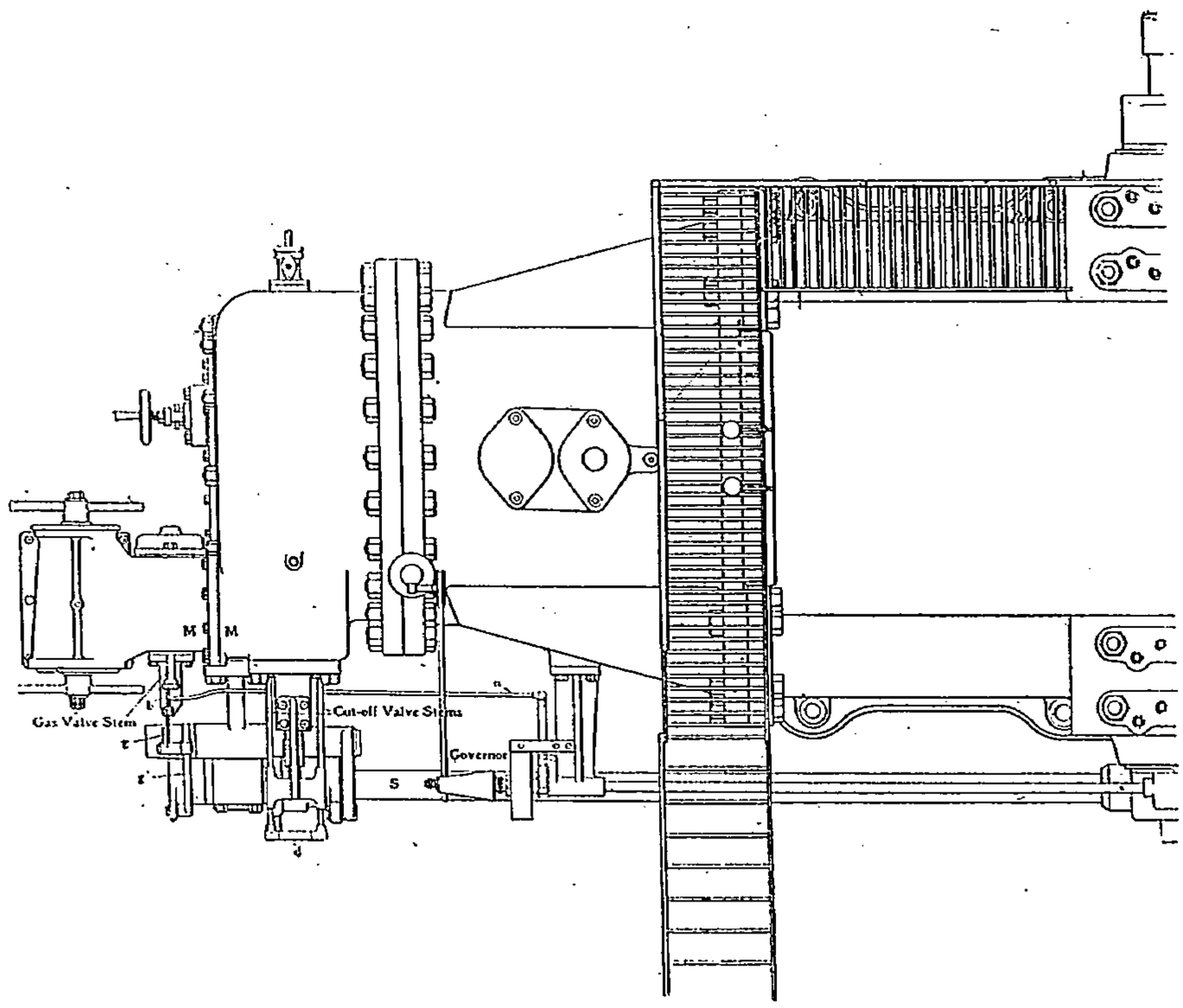


Fig. 10. — Moteur *Crossley*. Plan.

14 kilog. La mise en train fait tomber la pression de 3 kg. 5 avec deux réservoirs et de 1 kg. 7 avec une batterie de 4 réservoirs. Les conduites de refoulement sont en acier de 535 × 10 où avec brides en acier laminé et joints en cuivre. Le personnel se compose de deux mécaniciens. Il faut 25 secondes pour la mise en pleine vitesse de chaque unité, 45 secondes pour atteindre la pression de 21 kilog.,

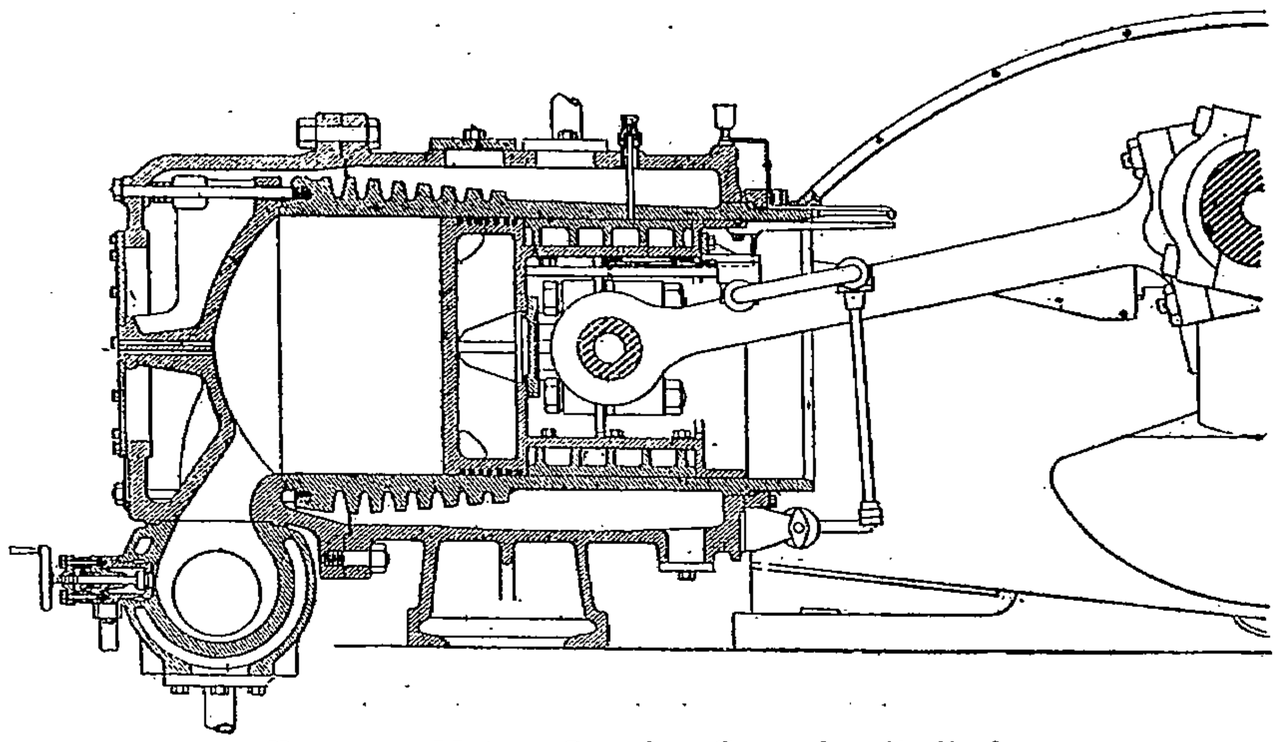


Fig. 11. — Moteur *Crossley*. Coupe longitudinale.

7 minutes pour la pleine marche des 7 unités. Une minute après le signal d'alarme, la pression de 21 kilog. est établie dans le réseau relié à la station.

Moteurs à gaz Crossley, type américain (*Mechanical World*, *26 février*, *p. 102*). Du type Otto à cylindres vis-à-vis (fig. 8 à 17) avec pistons à circulation d'eau ; chambre de combustion annelée

de manière à présenter une grande solidité et de grandes surfaces à la circulation d'eau ; culasse boulonnée au cylindre. L'air et le gaz entrent dans la chambre de mélange M par un robinet de dosage (fig. 10), l'air directement et le gaz par une valve G (fig. 12). De M, le mélange se rend au cylindre par la valve C et la soupape d'admission A, commandée, de l'arbre de distribution S, par le balancier *aa* (fig. 10), avec rappel par ressort ; la valve C est commandée aussi de S par le levier *cc*, pivoté en *f*. La fig. 13 montre comment les valves C et A sont commandées l'une par deux tiges que *cc* attaque en *d*, et l'autre par une tige intérieure à ces deux tiges. Dès que la vitesse augmente,

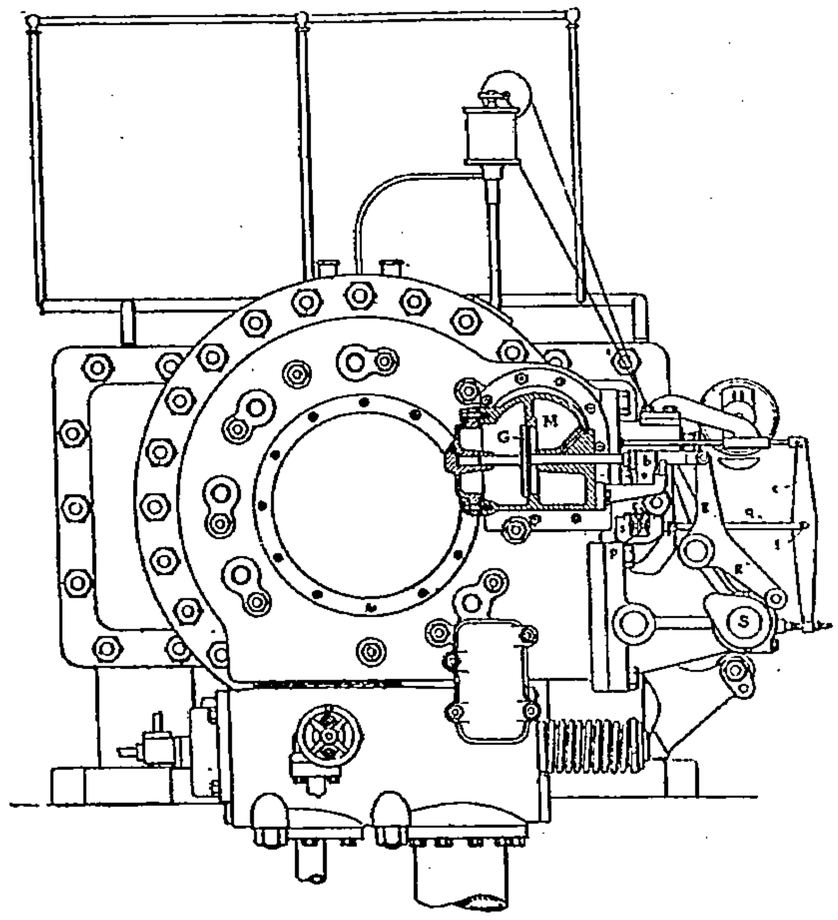


Fig. 12. — Moteur *Crossley*.
Vue par bout.

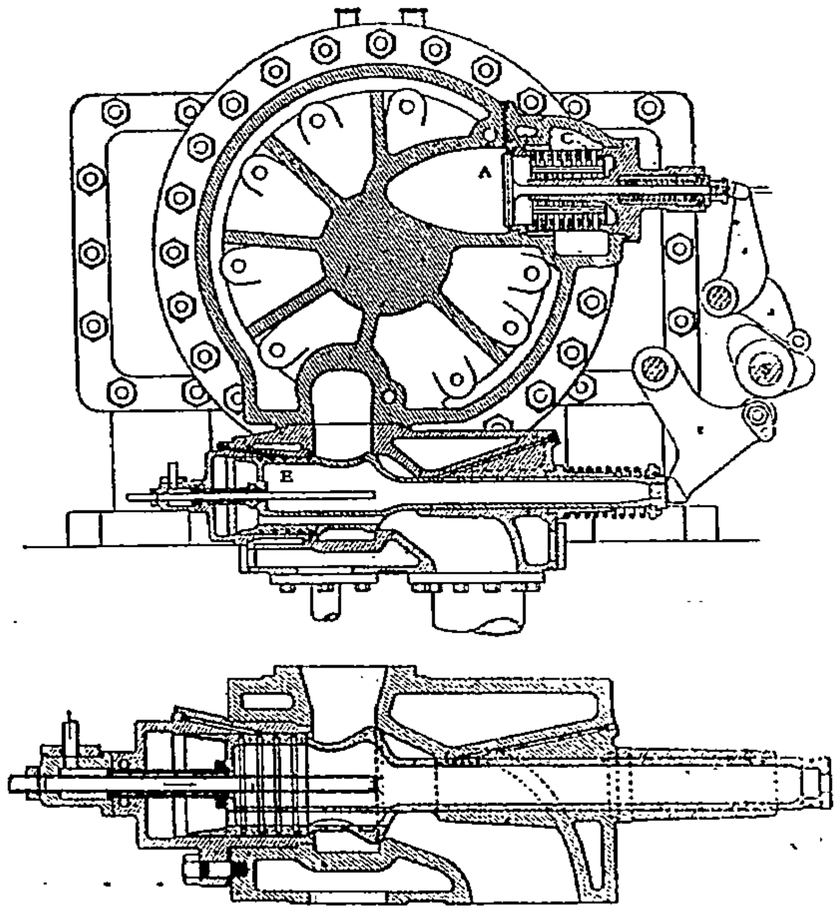


Fig. 13 et 14. — Moteur *Crossley*.
Détail de la culasse et de la soupape d'échappement.

le régulateur fait (fig. 9 et 16), par *k* et la crémaillère *r*, tourner le pignon *p* de la vis *s*, qui change ainsi (fig. 12) la position du point d'appui *q* de *f* et fait couper plus vite, par C, l'admission du mélange. L'arbre du régulateur, parallèle à l'arbre de distribution S, est commandé, de l'arbre de couche, par la même transmission hélicoïdale. Ce réglage par variation de l'admission suffit pour les variations ordinaires de la charge du moteur, mais quand cette charge devient assez faible pour rendre ce réglage dispendieux, il cède la place à un réglage par tout ou rien. A cet effet, le balancier *g* (fig. 10 et 12) commande la soupape d'admission du gaz G par un bloc *h*, pivoté sur *g*, et que le régulateur retire par *h* de devant *g* dès que le moteur atteint une certaine vitesse, de sorte que

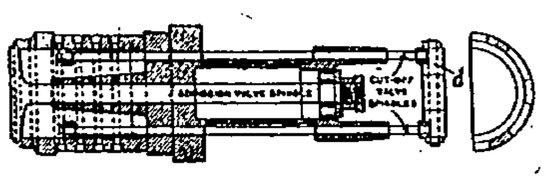


Fig. 15. — Moteur *Crossley*.
Admission.

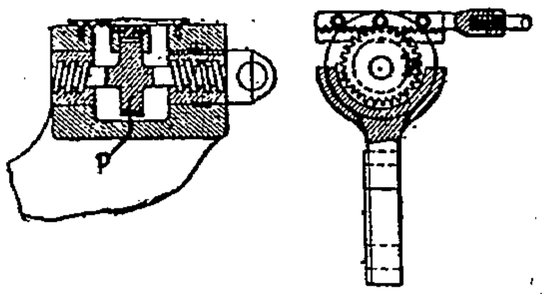


Fig. 16. — Moteur *Crossley*.
Réglage.

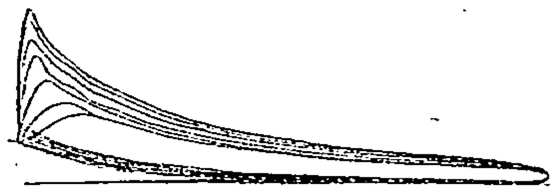


Fig. 17. — Moteur *Crossley*.
Diagrammes.

G reste fermé et que l'on n'admet plus que de l'air. La vitesse, pour laquelle on passe d'un mode de réglage à l'autre, est déterminée, suivant la nature du gaz, par le réglage de la longueur de *h*. La combinaison de ces deux modes de réglage permet de limiter considérablement les variations de la compression, de manière à conserver une marche économique même avec des charges très variables. La soupape d'échappement, commandée, de l'arbre de distribution S par le balancier c, est (fig. 13 et 14) du type à circulation d'eau décrit dans la *Revue de Mécanique d'août 1899, p. 263*, et à double guidage facilement graissé. Construite par la *Power and Mining Machinery C°*, New-York.

Moteur à gaz hydrothermique Vogt, d'après M. **A. Humphrey** (*Engineering, 8 janvier, p. 37*).

Le cylindre C (fig. 18) est plein d'eau et communique avec les chambres d'explosion B' et B² ; l'ad-

mission du gaz se fait par G et celle de l'air par A, l'échappement se fait par E, et ces trois sou-

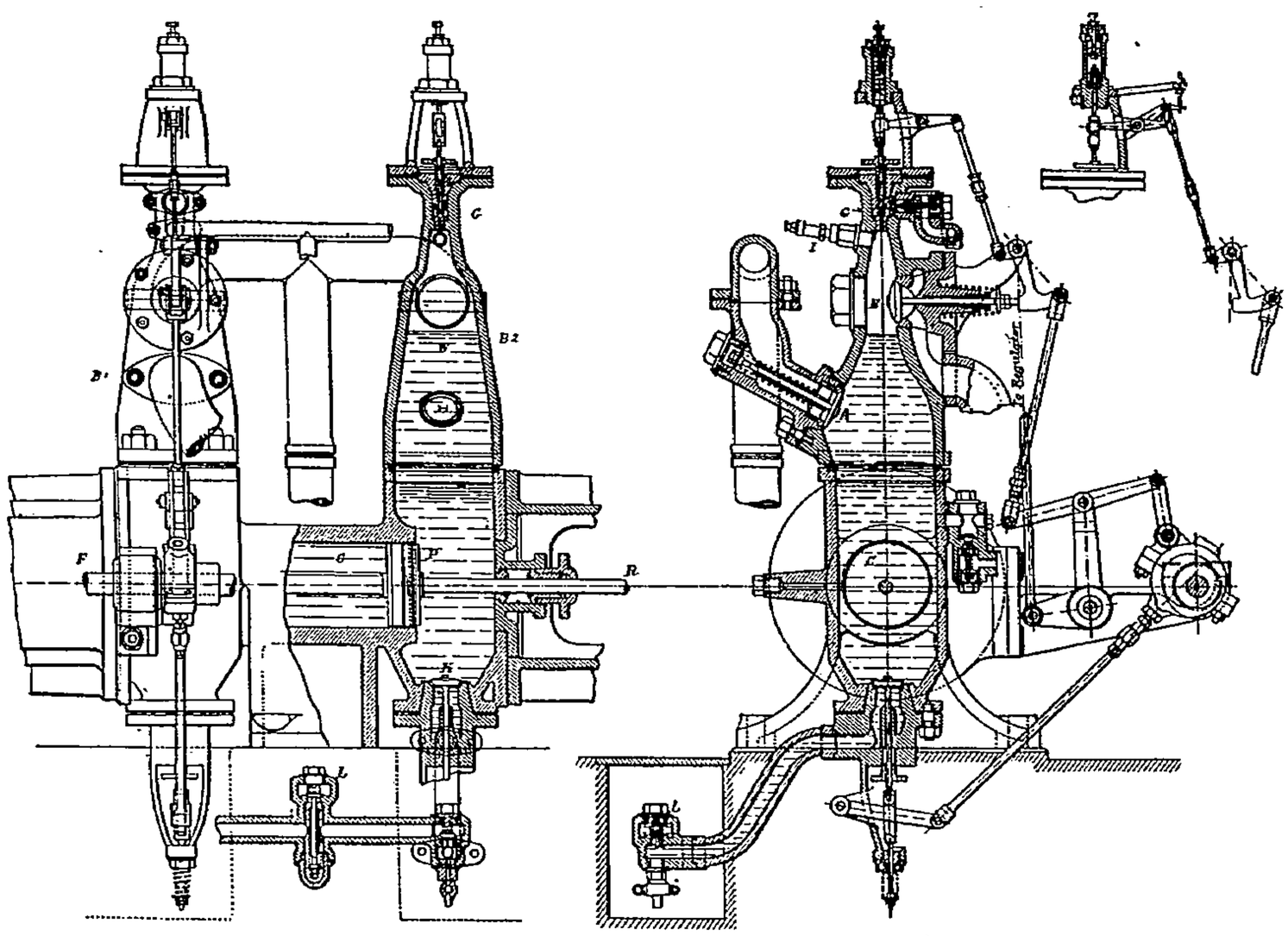


Fig. 18. — Moteur à gaz *Vogt*.

papes sont commandées par le mécanisme de distribution représenté en fig. 19. Le gaz et l'air sont refoulés par des pompes actionnées par le moteur ; au bas de chaque chambre de combustion, se

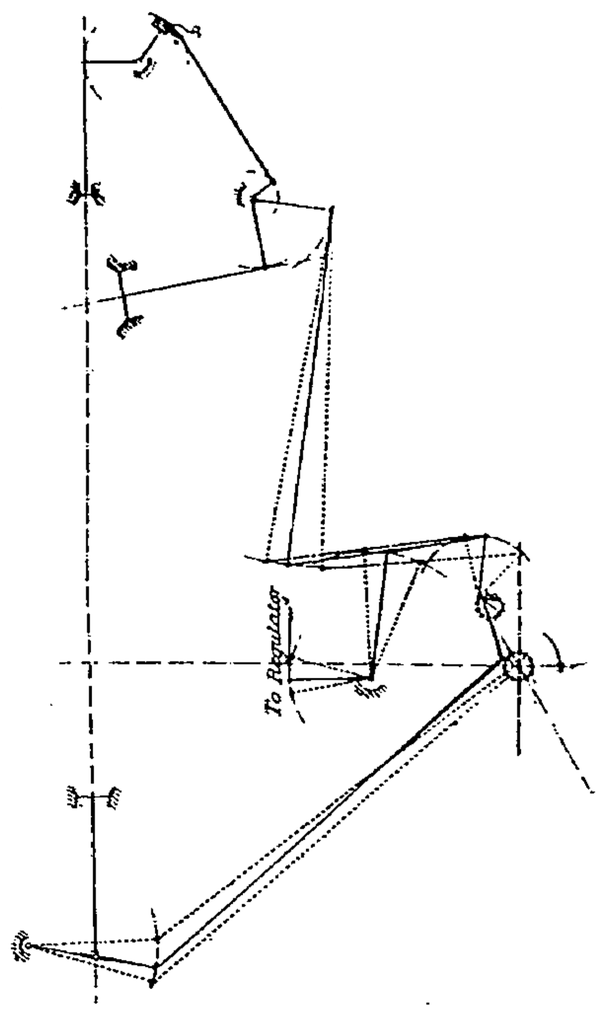


Fig. 19. — Distribution du moteur *Vogt*.

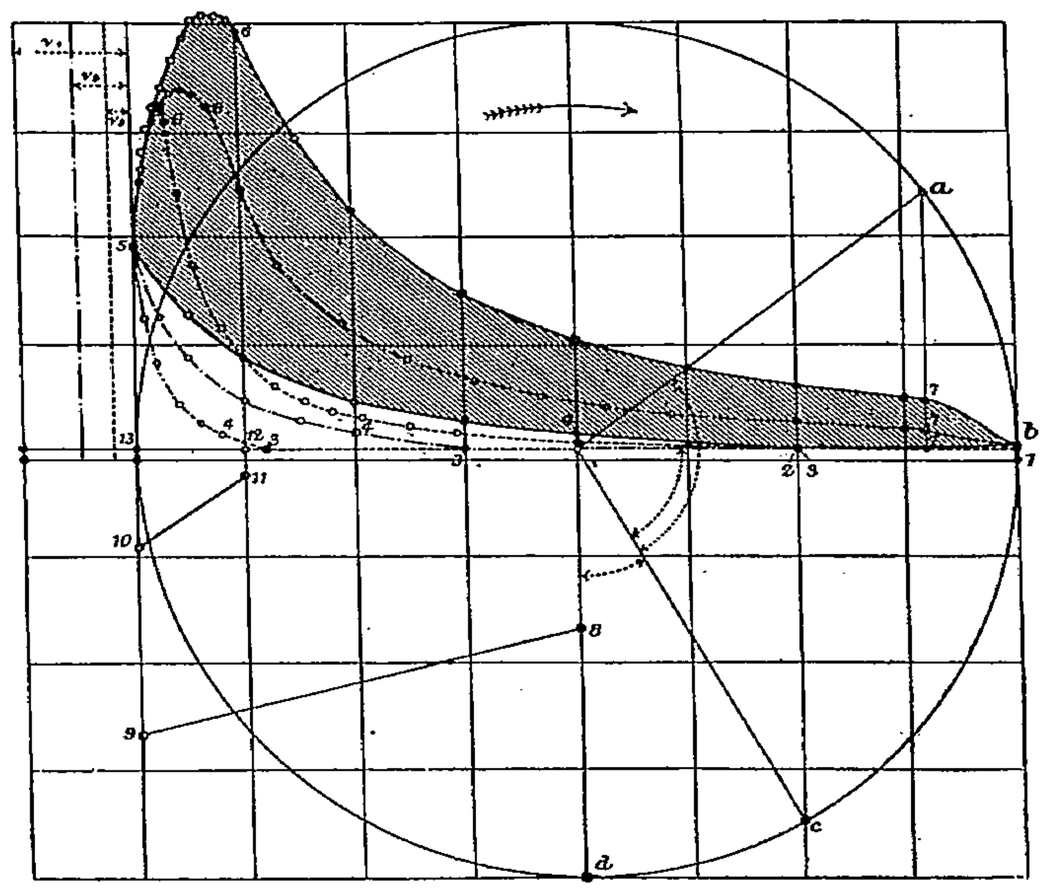


Fig. 20. — Diagramme du moteur *Vogt*.

trouve une soupape K, la mettant, en temps voulu, en communication avec la soupape à ressort L,

dont la charge détermine le degré de compression du mélange. L'allumage électrique se fait en I, dans le mélange comprimé au-dessus de la masse d'eau W, et la course motrice se poursuit jusqu'au point 1 du diagramme fig. 20, au bout de laquelle la valve d'admission d'air A s'ouvre de manière à chasser les gaz de l'explosion au retour du piston P, par la soupape d'échappement, qui se ferme en 2; l'admission du gaz se fait alors, puis la compression jusqu'en 4, où se fait l'allumage jusqu'à l'ouverture de l'échappement en 7. La soupape d'échappement se ferme d'autant plus tard que la charge de la machine est moindre, par l'effet du régulateur, et l'admission du gaz s'ouvre aussi plus tard; la compression commence en un point déterminé par le régulateur, et aussi la fermeture de la soupape K, de sorte que la compression reste à un degré invariable, déterminé par la charge de la soupape L; une petite soupape d'injection d'eau répare automatiquement les pertes d'eau en GW. L'ouverture prolongée de la soupape d'échappement permet d'opérer le balayage des gaz brûlés avec de l'air sous une faible pression. Des essais ont été exécutés avec un moteur à

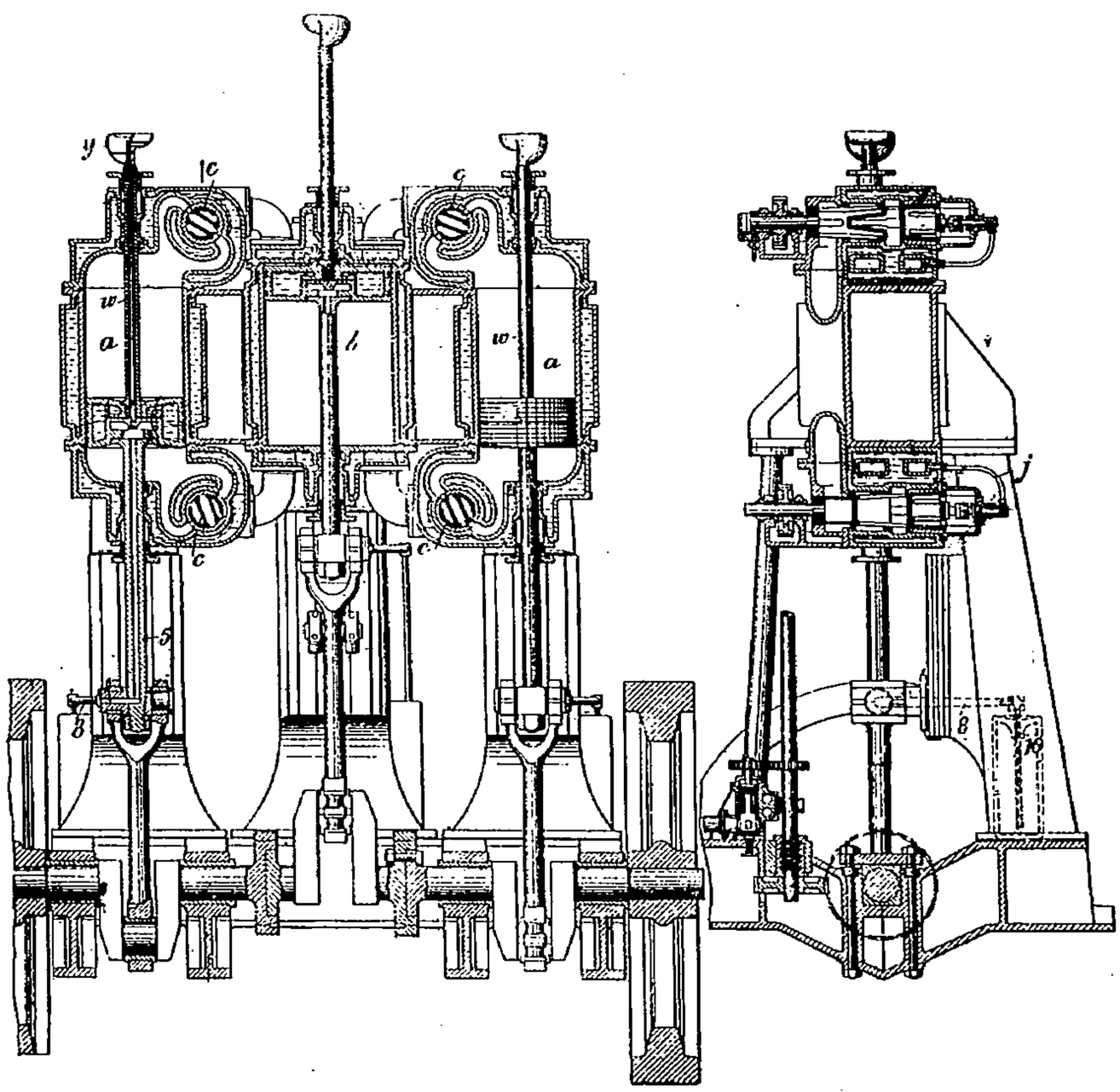


Fig. 21. — Moteur à gaz compound *Butler*.

cylindre de 80 × 150 millimètres de course, avec pompe à air de 100 × 150 et pompe à gaz de 38 × 205 de course, un mélange de 1 de gaz pour 8 d'air en volumes, compression 11,6 atmosphères, vitesse 100 tours par minute, température à la fin de la compression 187° (il faut une compression de 25 atmosphères pour y déterminer la combustion spontanée) des pressions maxima allant jusqu'à 42 kilog. et des pressions moyennes de 7 kilog. ont donné une dépense d'environ 450 litres de gaz de Londres par cheval indiqué, très remarquable pour une aussi petite machine. La vitesse du piston pourrait atteindre 4 mètres par seconde sans séparation de la colonne d'eau, du moins avec les petits moteurs. Ce moteur donne deux coups par tour; la compression est constante, le refroidissement se fait sans circulation; la pression de refoulement de l'air ne dépasse guère 0 kg. 20; pas de graissage du cylindre. — **Butler**, Victoria Works, Gateshead (*Brevet anglais 28075 de 1902*). Perfectionnement au moteur décrit dans la *Revue de Mécanique d'avril 1903, p. 403*. Avec deux cylindres à explosion *aa* (fig. 21 et 22) et un cylindre de détente *b*; robinets *cccc*, pour admettre le mélange explosif en *aa* et pour en échapper les gaz brûlés en *b*; tiroir *d* (fig. 22) pour l'échappement de *b*. Les robinets *c*, coniques pour en rattraper l'usure, sont pourvus (fig. 23) de piston *e*, en com-

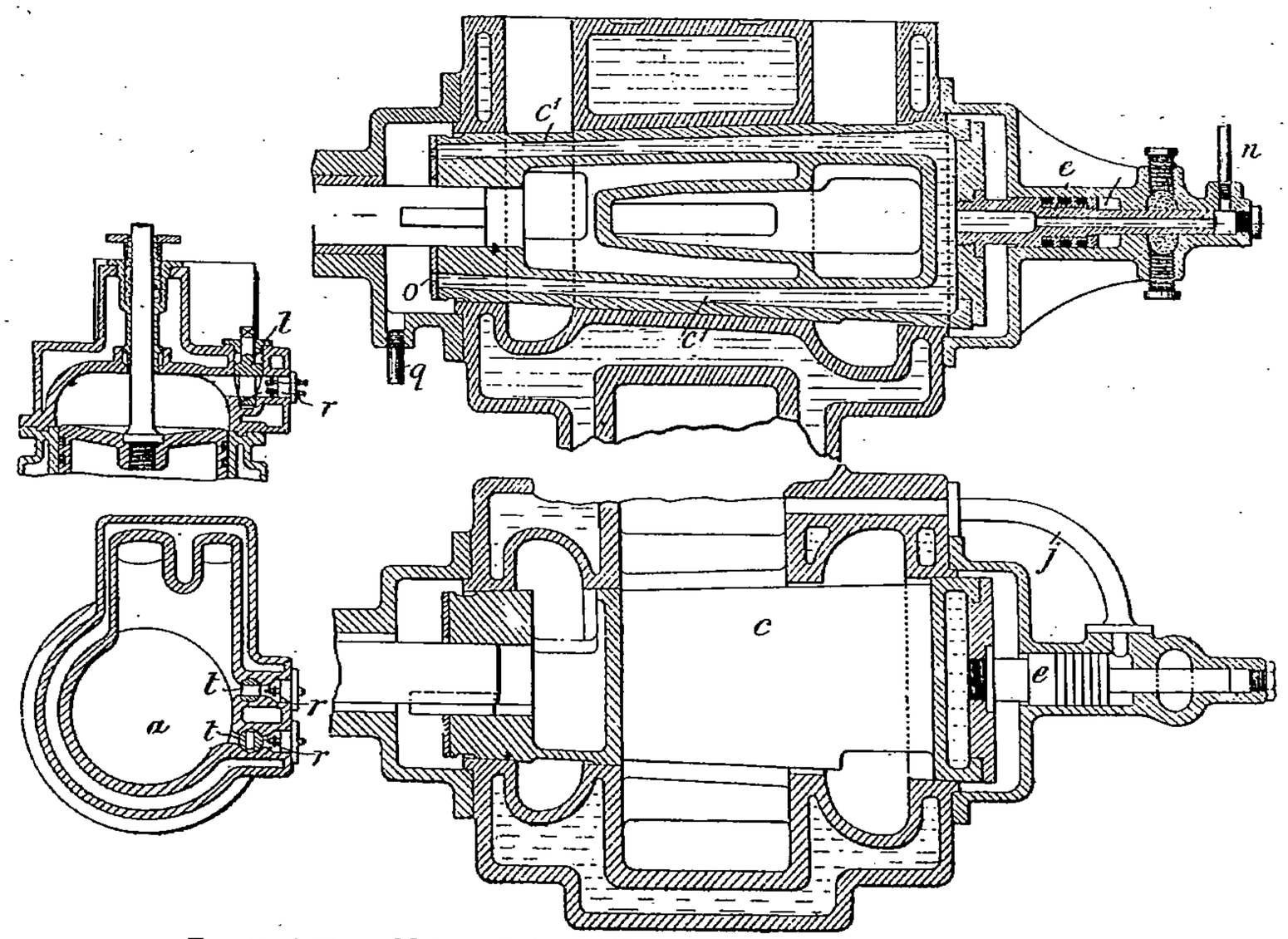


Fig. 22 et 23. — Moteur *Butler*. Allumage et détail d'un robinet c (fig. 21).

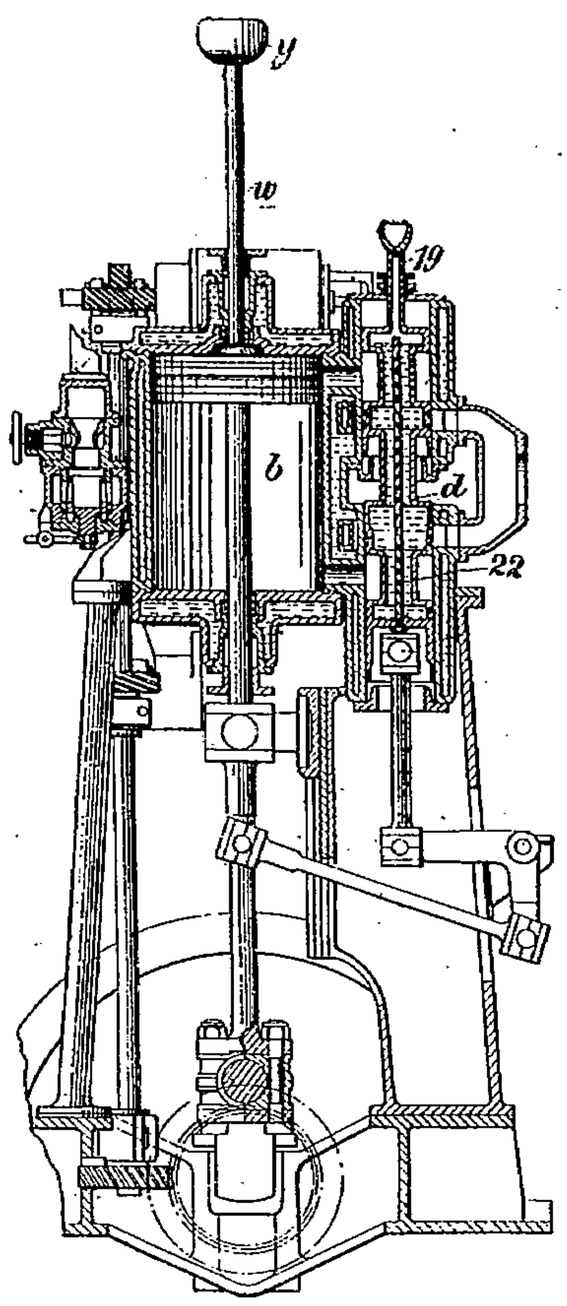


Fig. 24. — Moteur *Butler*.
Coupe par le cylindre *b*.

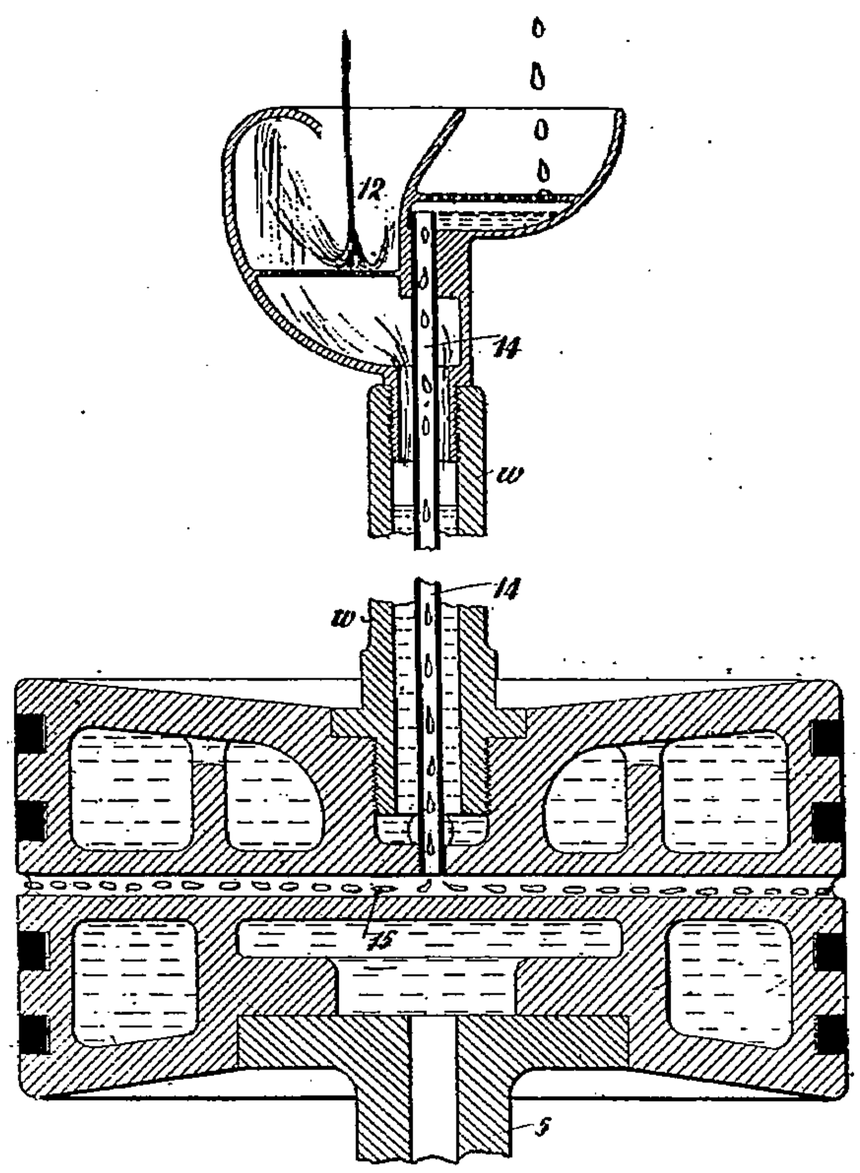


Fig. 25. — Moteur *Butler*.
Détail d'un piston.

munication par *j* avec le cylindre *a* de manière que la poussée des gaz de *a* sur ce piston compense la poussée différentielle exercée par ces mêmes gaz sur les deux faces de la lumière de *c*; ils sont traversés par une circulation d'eau suivant *nc'oq*. Chacune des chambres de combustion *k* a deux allumeurs *rr* (fig. 22), communiquant avec *k* par des robinets *tt*, ce qui permet de remplacer facilement l'un des allumeurs en fermant son robinet. Les pistons des cylindres *aa* et *b* sont rafraîchis,

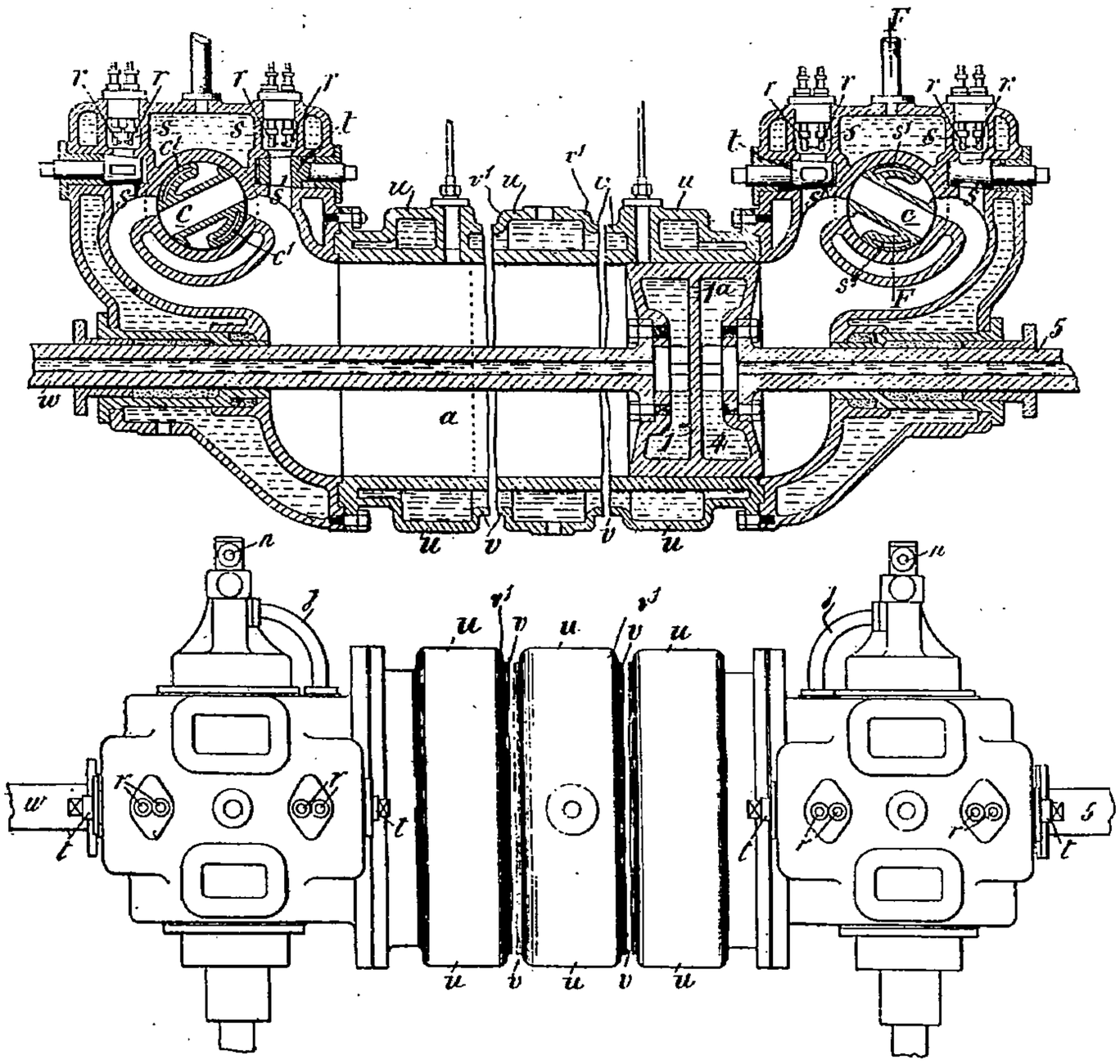


Fig. 26 et 27. — Moteur *Butler* horizontal à double effet.

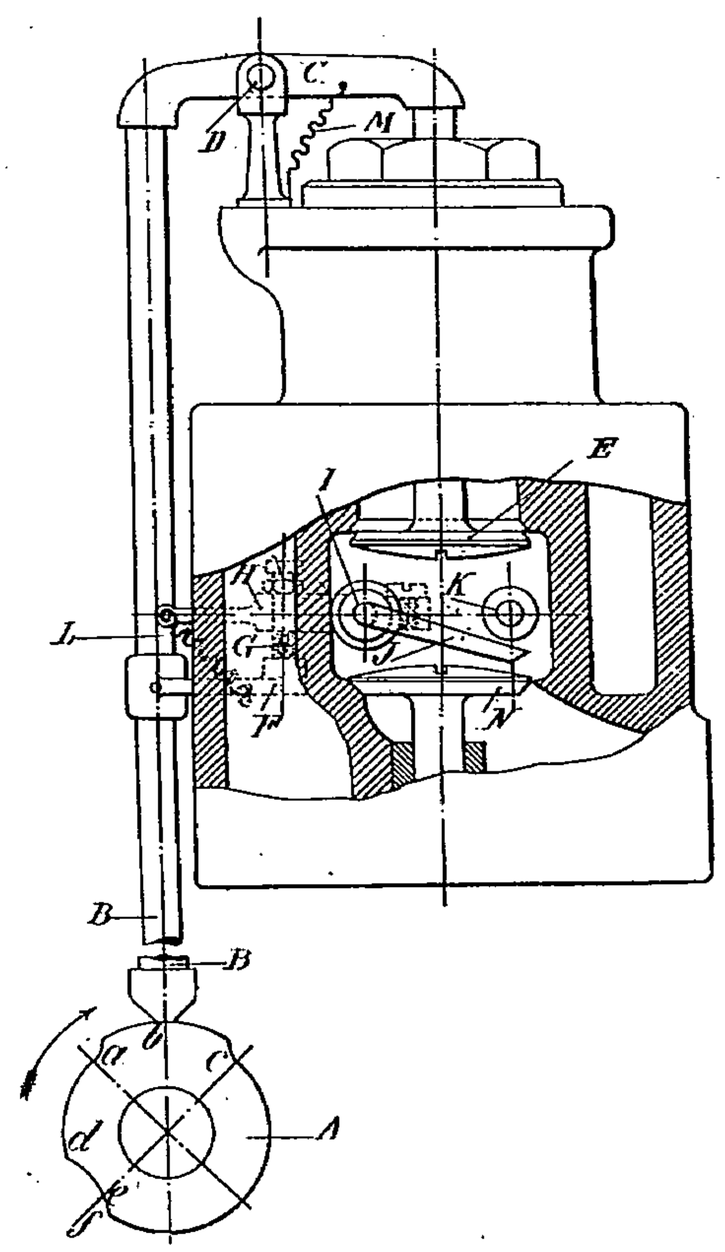


Fig. 28. — Moteur de la *Société des moteurs thermiques à grande vitesse.*

ainsi que les crosses de leurs tiges, par une circulation d'eau suivant 12*w*5 6 8, et s'écoulant en 9-10; de l'huile arrive, en même temps, par *y* (fig. 25) 14 et 15 au pourtour de chaque piston. Le tiroir *d* (fig. 24) est aussi parcouru par une circulation d'eau 19-22. Les fig. 26 et 27 représentent l'application des dispositifs précédents à un moteur à double effet non compound.

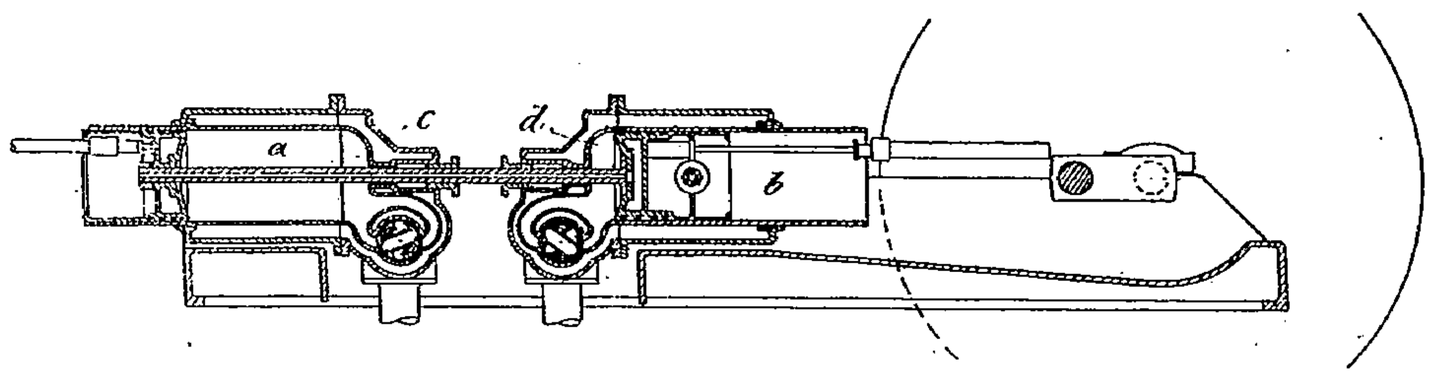


Fig. 29. — Moteur *Thwaite.*

Moteurs à gaz Thwaite (*Brevet anglais 959 de 1903*). Les cylindres en tandem *a* et *b* (fig. 29) ont leurs chambres de combustion *c* et *d* opposées de manière que les efforts moteurs s'exercent tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre; la distribution se fait par des robinets servant à la fois à l'admission et à l'échappement; ces robinets ferment l'admission vers le milieu de la course correspondante, de manière à prolonger la détente; l'allumage se fait, après compression à 30° environ du

point mort. De la **Société des moteurs thermiques à grande vitesse**, 21, rue de La Rochefoucauld, Paris (*Brevet anglais, 26592 de 1903*). La came A (fig. 28) commande par *abc*BC la soupape d'admission E et par *def*BGHI, avec ressort L appuyant le levier HI sur F, le contact d'allumage JK ; la soupape d'échappement est en N.

Moteur à gaz Korting de 700 chevaux (*Engineering, 30 octobre, p. 796*). Construit par **Mather et Platt**, Manchester, pour stations électriques, donnant une explosion par course (*Revue de Mécanique, janvier 1901, p. 124*), avec garniture de la tige du piston moteur entourée d'eau; circulation d'eau dans le piston et sa tige ; pompe à air *a* et à gaz *b* (fig. 30), deux allumeurs électriques *c* et *d* à chaque bout par magnéto. Mise en train par air comprimé à 10 kilog., puissance indiquée 1.004 chevaux à 83 tours avec une pression moyenne de 2 kg. 5, dont 537 chevaux à l'aller et 467 au retour du

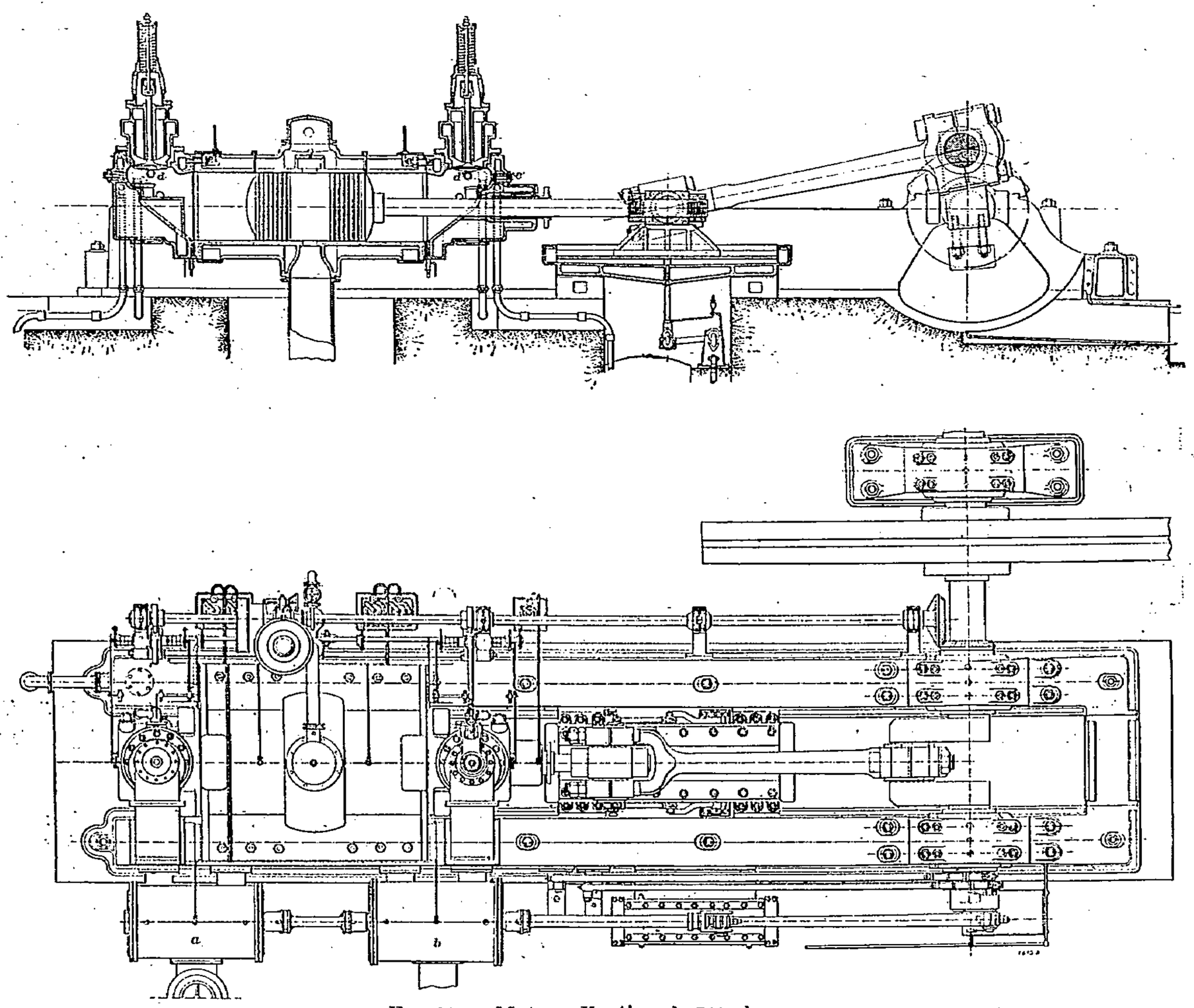


Fig. 30. — Moteur *Korting* de 700 chevaux.

piston moteur; diamètre 750 millimètres, course 1 m. 300. Donne 814 chevaux avec une pression moyenne de 3 kg. 300 85 à 84 tours et un allumage excellent parce que le mélange est toujours riche aux environs de l'allumage; commande directement une dynamo de 500 kilowats à 220 volts. Circulation d'eau commandée par une pompe centrifuge électrique et refroidie dans un condenseur à surface ; échappement silencieux dans un réservoir de 6 mètres × 3 ×3 et par une cheminée de 0 m. 90 × 6 mètres (voir aussi *Revue de Mécanique de juillet 1902, p. 100*, le moteur Korting de 700 chevaux pour laminoirs).

Moteurs Westinghouse au gaz naturel (*Power, décembre 1903, p. 704*). Commandant la station des pompes de la verrerie de Pittsburg. Composée (fig. 31 et 32) de trois moteurs Westinghouse à trois cylindres de 280 × 300, actionnant chacune par un train réducteur à friction une pompe triple Stilwell Bierce, à cylindres à simple effet de 400 × 380 millimètres. Le gaz naturel est amené par un

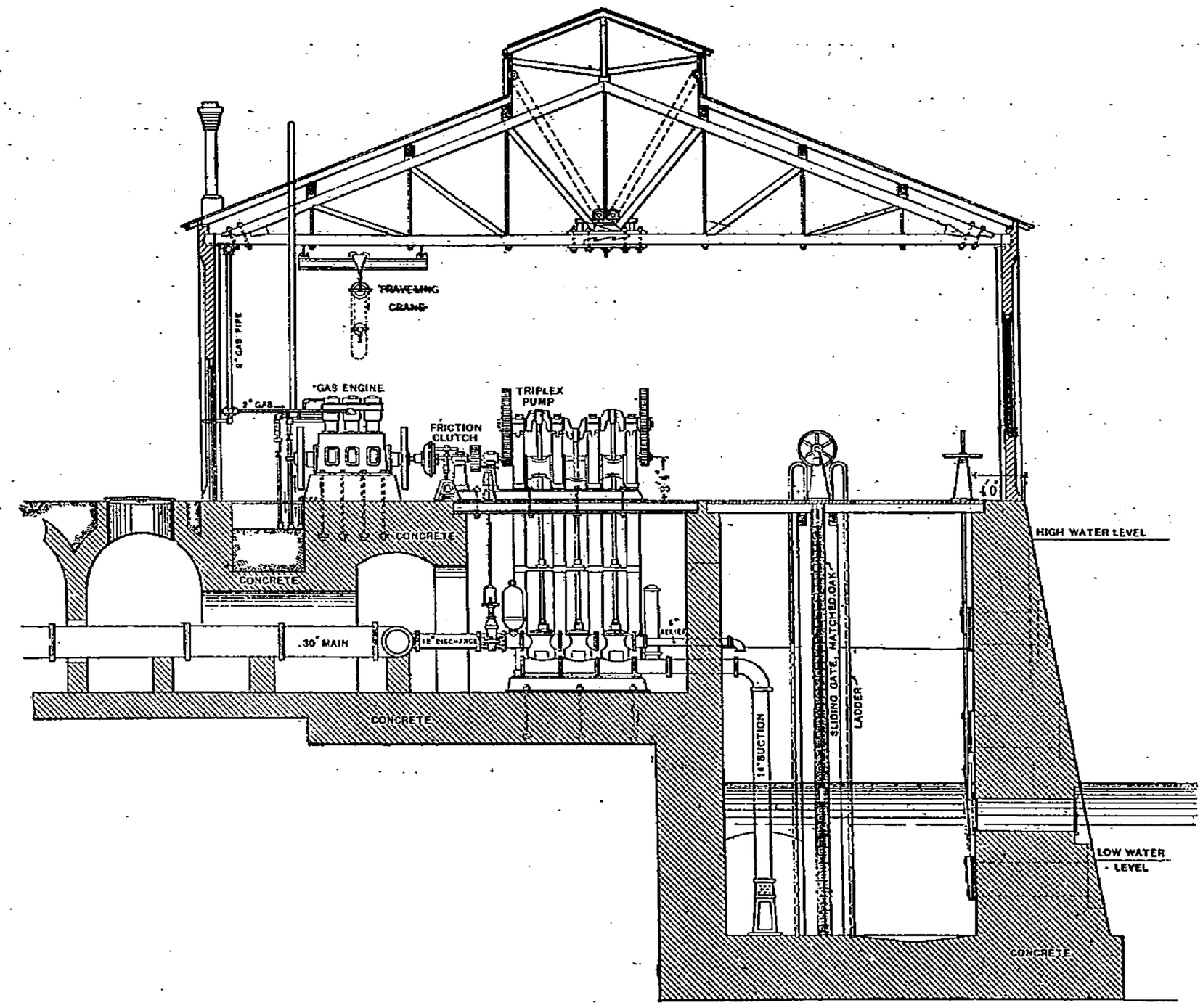


FIG. 31. — Pompes à gaz de la verrerie de *Pittsburg*. Coupe transversale de l'installation.

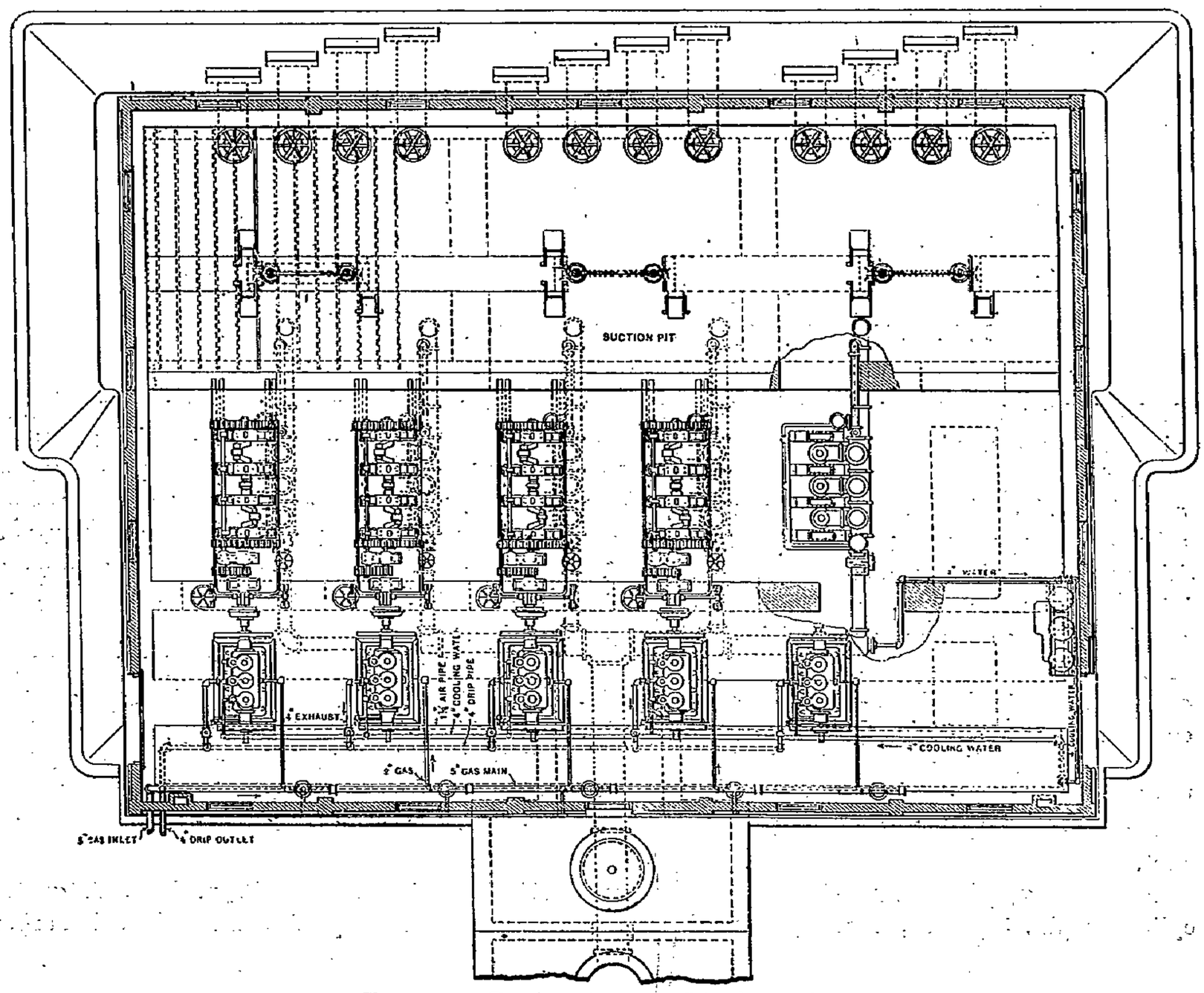


FIG. 32. — Pompes à gaz de *Pittsburg*. Plan.

tuyau de 125 millimètres au haut de la salle et branché sur chaque moteur par un tuyau de 50, avec réducteur de pression maintenant l'admission toujours à la pression atmosphérique. L'échappement se fait par des tuyaux verticaux de 100 millimètres, avec purgeur de 100 millimètres aboutissant dans un caniveau derrière les moteurs; ce caniveau renferme en outre une amenée d'eau de 100 millimètres et une amenée d'air de 32 millimètres, branchées sur les moteurs. La mise en train se fait par de l'air comprimé par une dynamo de 3 chevaux alimentée par le courant de la station centrale de l'usine ; pression de l'air 12 kilog. Puissance calorifique du gaz naturel 8.900 calories par mètre cube. Le réglage se fait par graduation de la charge à chaque tiers de tour, sans modifier le dosage du mélange. Les moteurs marchent tous sans arrêt 24 heures pendant les six jours de la semaine; pendant les dimanches, il marche au moins trois moteurs; il suffit de deux mécaniciens, un de jour et un de nuit ; les réparations et l'entretien se font les dimanches ; ils se bornent à remplacer les allumeurs électriques et des segments de pistons, rodage des soupapes d'échappement, nettoyage des enveloppes d'eau. Le diagramme fig. 33 donne les résultats des essais d'économie aux ateliers Westinghouse avec du gaz naturel à 750 calories. Le rendement thermique est le rapport

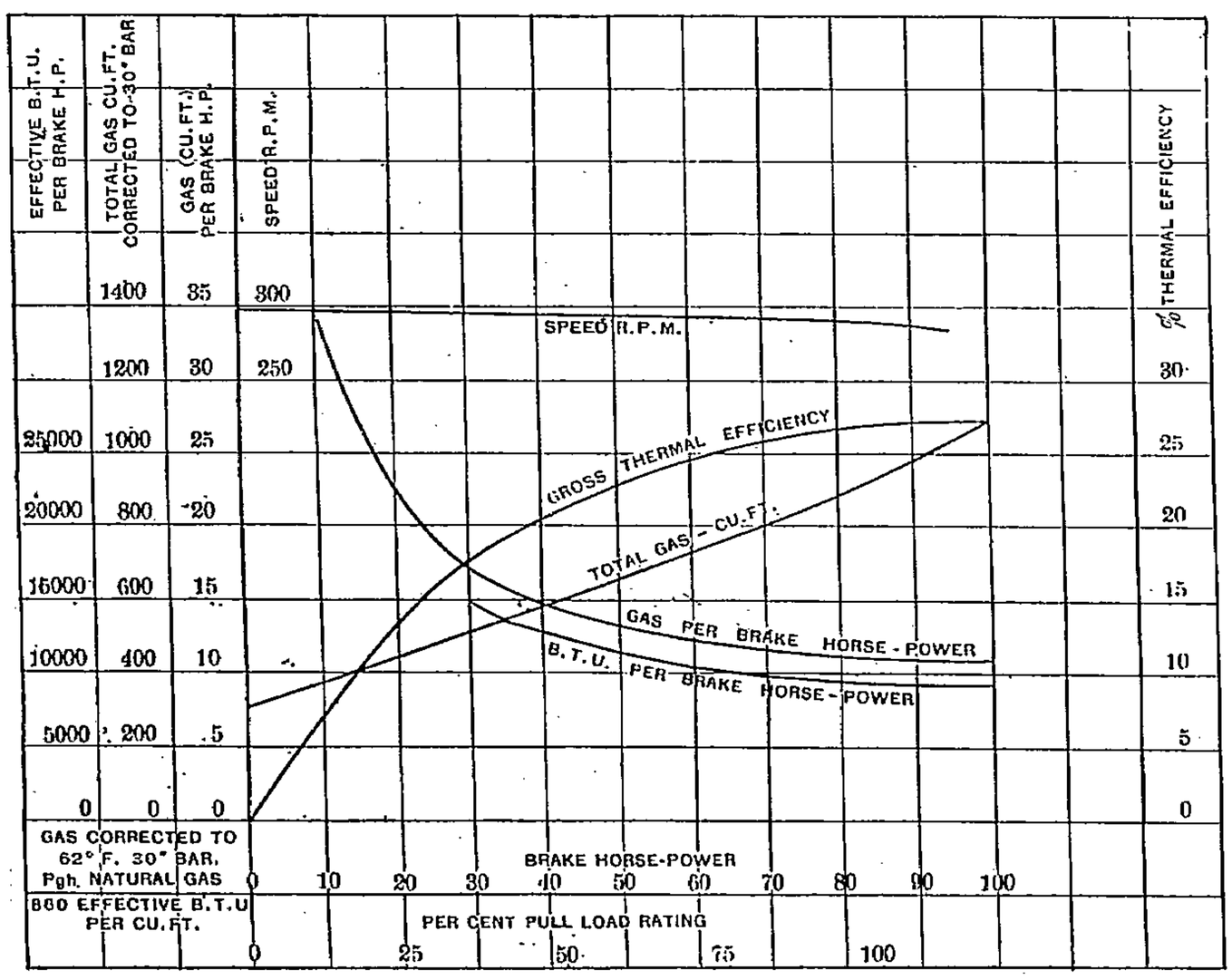


Fig. 33. — Essai des moteurs de *Pittsburg*.
B. T. U. Unité thermique anglaise de 0 cal. 555. 1 cub. fect. 28 lit. 32.

de la chaleur transformée en travail à cette puissance calorifique. Puissance totale 425 chevaux, vitesse des pompes 30 tours par minute, dépense de gaz par cheval-heure en eau montée 325 litres.

Moteur à gaz de hauts fourneaux de la Société d'Augsbourg-Nuremberg (*Brevet anglais 7508 de 1903*). En temps normal, le moteur *a* (fig. 34) aspire son air de l'atmosphère par *ml* et son gaz par *nrpsc* ; quand la pression du vent augmente à la soufflerie *f*, l'aspiration de l'air se fait, comme sur la figure, au refoulement *k* de *f*, et celle du gaz par *noqs*, au refoulement du ventilateur *q*; le moteur marche avec une compression plus élevée et expulsion presque complète des gaz *b* brûlés par *d* au moyen de l'air admis en compression.

Moteur à gaz Willans et Robinson, Victoria Works, Rugby (*Brevet anglais 25355 de 1902*). A chaque descente, le piston-guide D (fig. 35) aspire, par P et G, de l'air qu'il comprime, pendant la course montante d'échappement de A, de manière que la bielle F soit toujours en forte pression; pendant la course de compression du piston moteur B, l'air ainsi comprimé en E passe, par HJ, dans le réservoir K, d'où il passe ensuite en A, pour en chasser les gaz brûlés par LLL. L'admission du mélange se fait par N et l'échappement principal par M ; le moteur marche à quatre temps et simple effet.

Moteur à gaz Fielding et Platt, Gloucester (*The Engineer, 28 août, p. 206*). A quatre cylindres (fig. 36) avec, chacun, admission du mélange par la soupape A commandée, de l'arbre

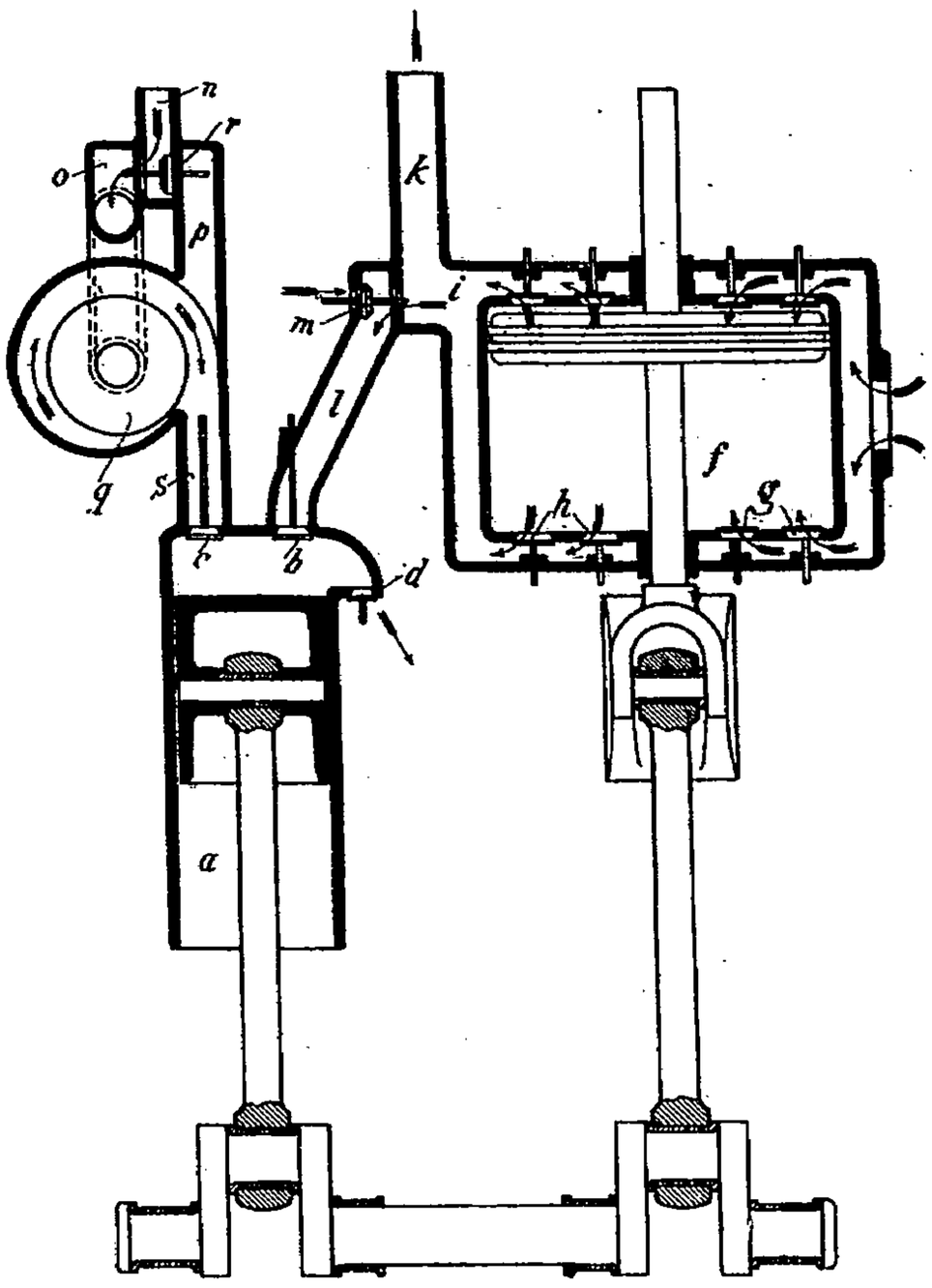


Fig. 34. — Moteur à gaz de hauts fourneaux de la *Société Augsbourg-Nuremberg*.

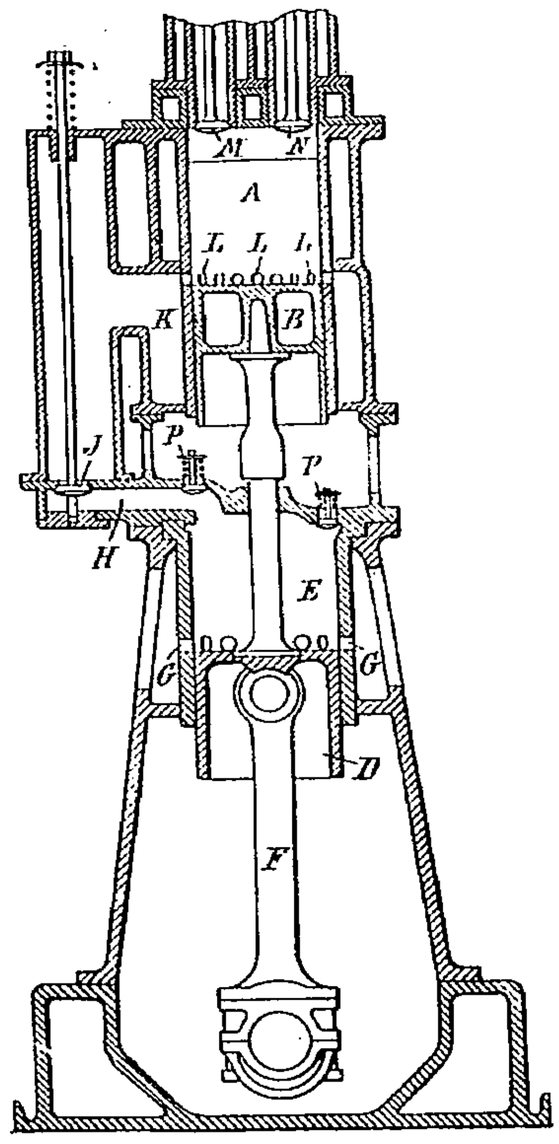
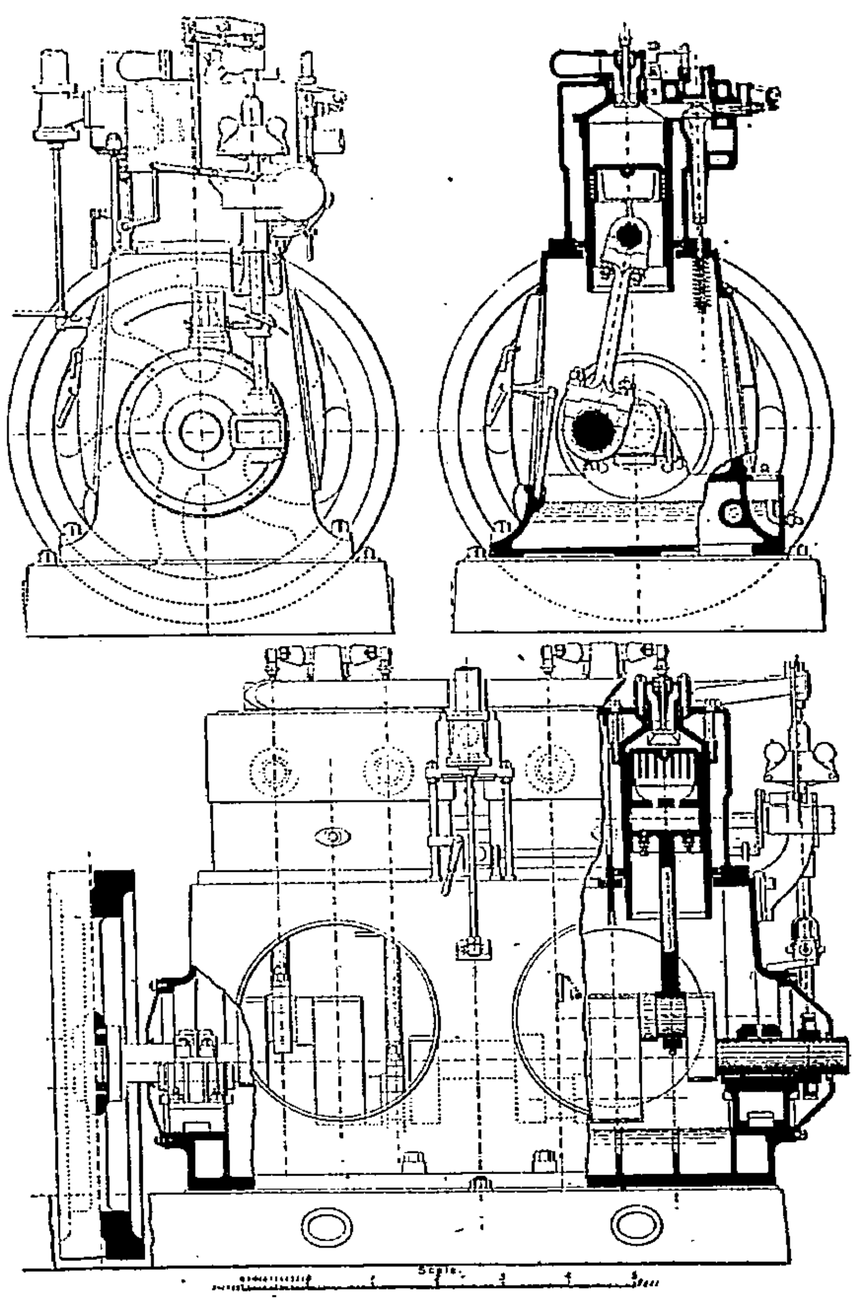
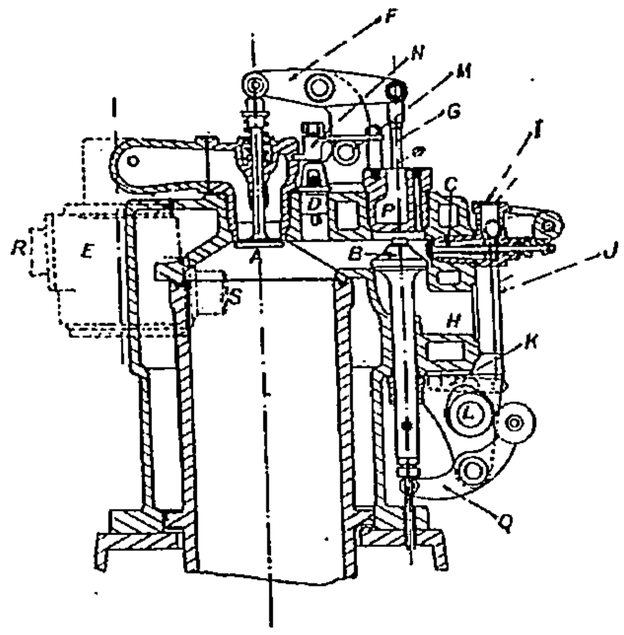


Fig. 35. — Moteur à gaz *Willans et Robinson*.





Distribution.

Fig. 36 et 37. — Moteur *Fielding et Platt*.

de distribution L, par FG; soupape d'échappement commandée par LQ et à couvercle de visite P, allumage électrique D à contact commandé par MN. Un seul des quatre cylindres porte une valve de mise en train C, recevant en J de l'air comprimé à 15 kilog., et commandée par LKJ. L'air arrive par H (fig. 37) et le gaz par G au mélangeur E (fig. 38) de 160 millimètres de diamètre, avec deux tiroirs J et K, ajustables séparément et en marche par BED, et soumises au régulateur. Les cylindres sont coulés en paires dans leurs enveloppes de manière à permettre de constituer facilement des machines à deux cylindres avec les mêmes modèles ; diamètre 340 millimètres, course 380, vitesse 250 tours, puissance 150 chevaux ; volant de 1 m. 83, pesant 2.500 kilog., diamètre de l'arbre 180, et 190 aux manivelles. Commande directement une dynamo avec une grande régularité. — **Claudel**, 25, rue Nationale, Argenteuil, Seine (*Brevet anglais 24438 de 1902*). Avec soupape 8 (fig. 39) pour l'admission d'air comprimé en 60, pour l'admission du mélange, 12 pour l'échappement ; 8 et 12 commandées par l'arbre de distribution 16, à cames 13 et 14 tournant deux fois moins vite que le moteur. De 1 à 2, (fig. 40) a lieu la course motrice, avec échappement en 2 ; en 3, au milieu de

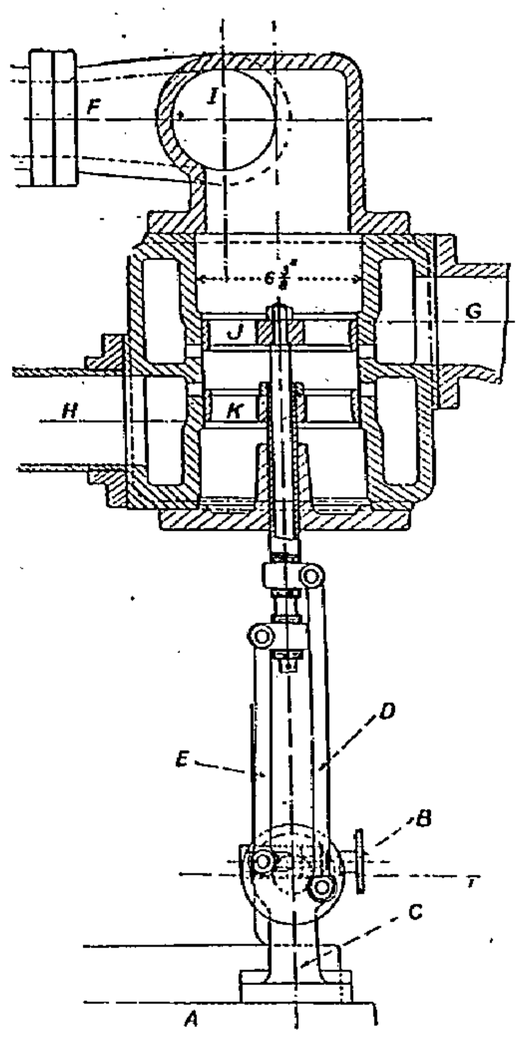


Fig. 38. — Moteur *Fielding et Platt.*
Valve d'admission.

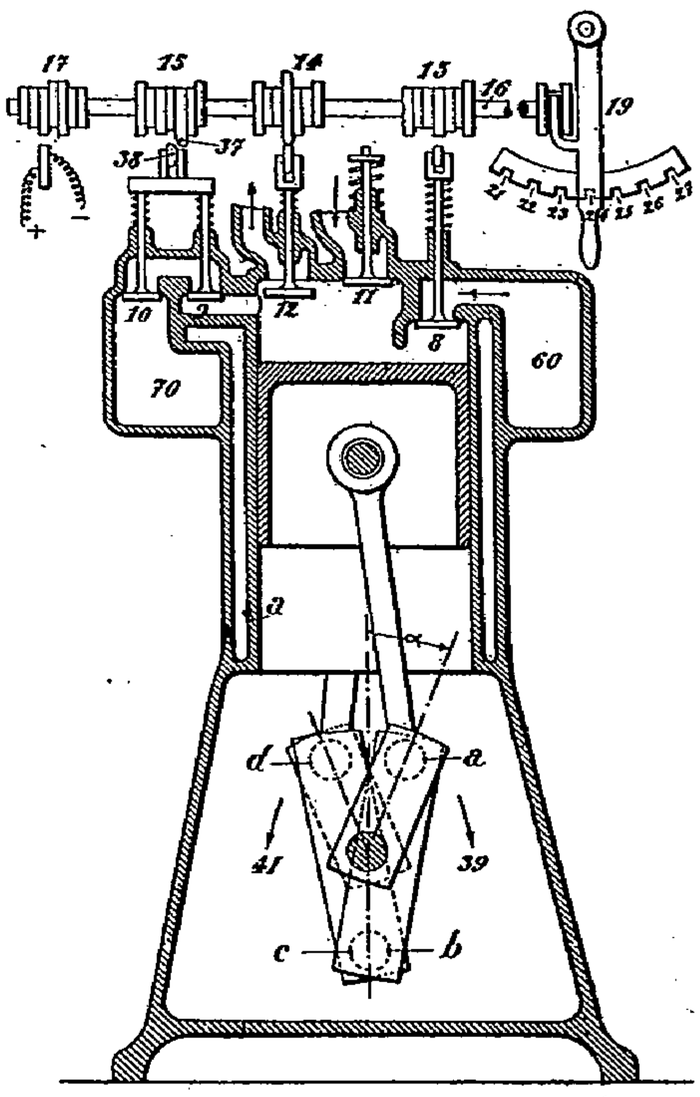


Fig. 39.
Moteur *Claudel.*

la course d'échappement, la soupape 8 admet une chasse d'air, qui balaye les gaz de la combustion; en 4, commence la compression de l'air pur dans la chambre d'allumage, puis, à la descente du piston, cet air se détend jusqu'en 5, où commence l'aspiration du mélange se terminant en 6 ; au retour, la compression du mélange se fait jusqu'en 7, où a lieu l'allumage. Cette compression, puis détente d'air pur diminuerait l'action condensante des parois et permet une détente plus prolongée. La soupape 8 est commandée (fig. 41) de la came 13, par un renvoi 29, soumis en 31-28 au régulateur. Les quatre cylindres *abcd* (fig. 43) sont groupés sur manivelles *bc*, *a* et *d*, dont celle *bc* faisant avec *a* et *d* un angle de 180° — *a* (fig. 39) ou de 155° environ, et chacun des cylindres peut être mis en communication, par les soupapes 9 et 10, avec le réservoir 12, rempli d'un mélange détonnant comprimé. Le moteur étant arrêté avec le piston *b* au bas de sa course et le levier de changement de marche 19 dans sa position au cran 24, on l'amène en 23, de sorte que l'onde 37 de la came 15, agissant sur 38, ouvre les soupapes 9 et 10 du cylindre *a*, dont le piston descend, repoussé par le mélange comprimé en 70, fait tourner la machine dans le sens de la flèche 39, et alors, chacun des cylindres fonctionne suivant le cycle fig. 42 (admission du mélange de 1 à 2, détente de 1 à 3, allumage et détente jusqu'en 4). Quand 19 passe de 24 à 25, c'est la came 15 du cylindre *d* qui commande ses soupapes 9 et 10, comme précédemment celles de *a*, et en faisant tourner la machine dans le sens de la flèche 40. Dans les deux cas, une fois la machine en train avec la vitesse suffisante, on ramène le levier 19 dans sa position de pleine marche avant ou arrière 21 et 27, puis, pour l'arrêt

on le replace dans sa position milieu, en 24, qui laisse fermées les soupapes des cylindres *b* et *c*, de sorte, qu'après plusieurs tours, le mélange aspiré dans les cylindres *b* et *c*, et non allumé, en maintienne les pistons dans leurs positions de mise en train fig. 70.

Allumage Crossley, Manchester (*Brevet anglais 22219 de 1902*). La boîte E du tube en porcelaine F est (fig. 44) serrée sur la pièce A, fixée à la culasse du moteur en C par le boulon OD, qui serre en même temps la virole à joint d'amiante H; un téton I, que l'on passe par la rainure J et que l'on tourne ensuite dans la position fig. 44, empêche le tube de sortir de E quand on l'en sépare de A pour l'examiner. Le tube communique librement avec le cylindre en L, et ce conduit est pourvu d'un tube de compression U; il est chauffé par un Bunsen G. Il suffit de desserrer l'écrou M pour pouvoir retirer E assez pour sortir H, puis enlever verticalement E et remplacer le tube. Un regard R permet l'inspection du tube. Dans le dispositif fig. 45, il faut placer H avant E, et il suffit de

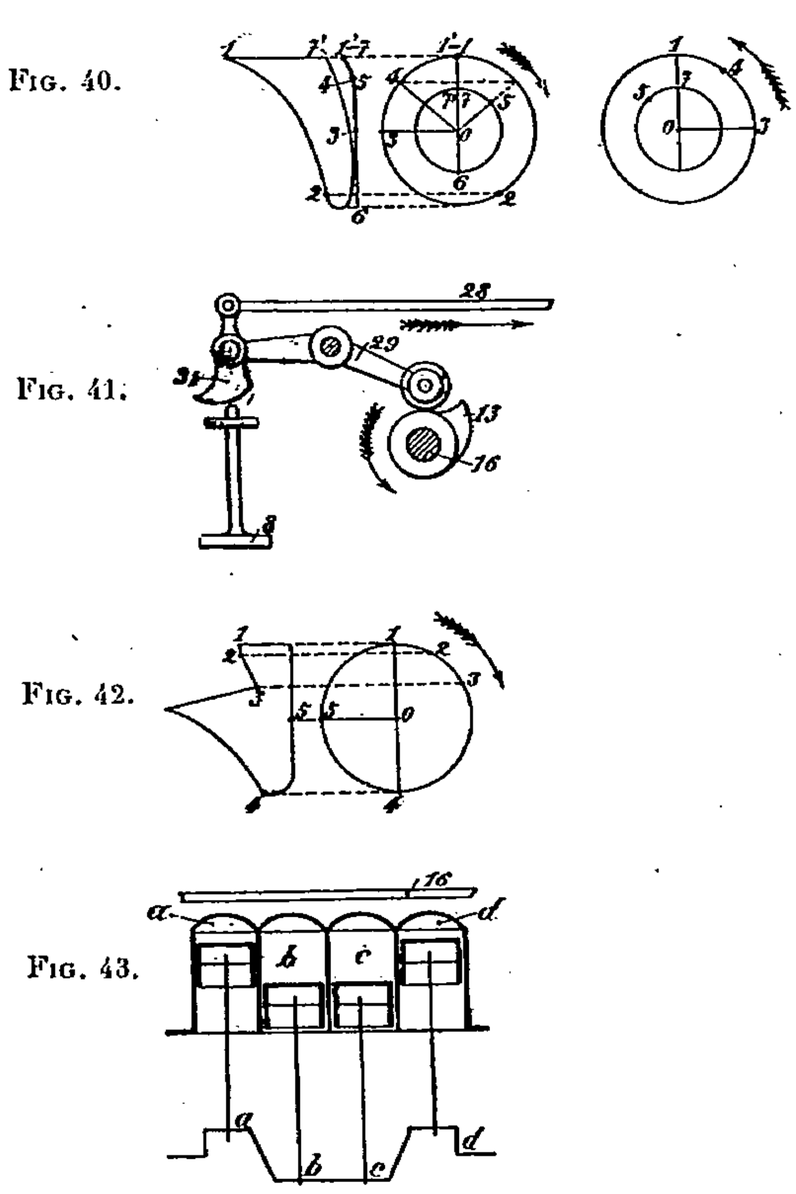


Fig. 40 à 43. — Moteur *Claudel.*

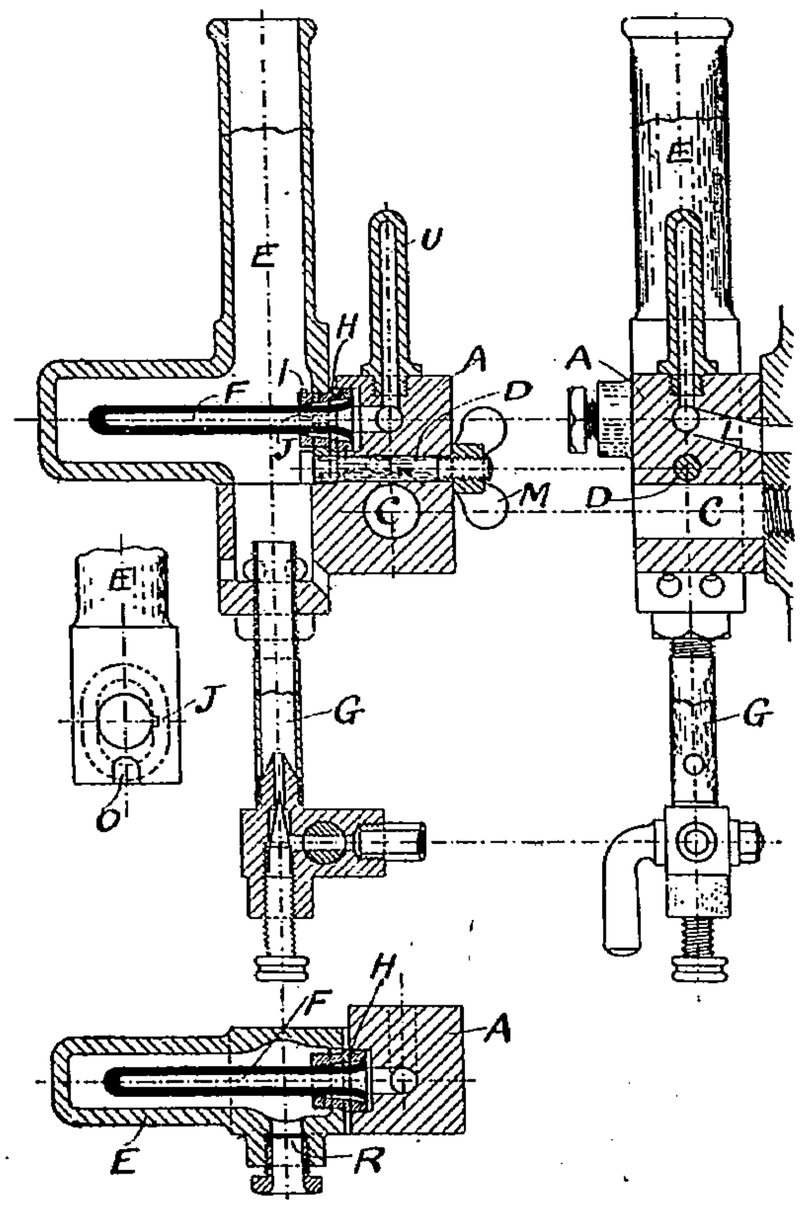


Fig. 44. — Allumage *Crossley.*

desserrer M pour pouvoir enlever E verticalement, son boulon passant au travers de la coulisse T. — **Claudel,** 25, rue Nationale, Argenteuil (*Brevet anglais, 242442 de 1902*). Normalement, le courant d'allumage passe (fig. 46) par 1-2-3-*b*-*a*, mais si la résistance de ce circuit vient à diminuer, l'intensité du courant y augmente, et le solénoïde *b*, attirant *d*, malgré le ressort *c*, laisse le ressort *h* amener les pièces *fetg* dans la position pointillée de manière à remplacer le circuit défectueux par celui 1-4-6-1, fermé en 4-*g*-5 sur la nouvelle bougie 1. — **Clément,** 33, quai Michelet, Levallois-Perret (Seine) (*Brevet anglais 17908 de 1902*). Allumage multiple. Une boîte A (fig. 47) renferme autant de boutons C que de cylindres au moteur, à tiges B^5, isolées en C et *a* et en contact, par *c*, avec des lames *bb'* communiquant : *b* avec un indicateur K, et *b'* (fig. 48) avec les bornes $I'I^2$... des enroulements X et, par b^4 avec la pile R, reliée en b^5 à la masse M du moteur. Quand on presse l'un des boutons C, le circuit de l'allumage correspondant est rompu en *bb'c*, et le cylindre correspondant 1-2-3 ou 4 marche à vide. Pour la mise en train, la boîte A porte quatre autres touches D, en contact avec la masse M en $M'b^2$. L'indicateur K, monté sur le moteur, est pourvu de quatre contacts i^x2^x... reliés par *b* aux quatre boutons C, et l'arbre du moteur porte une came N, qui vient successivement en contact avec I^x2^x... et est reliée à la masse par O*b*3. Comme il n'y a jamais qu'un cylindre en sa phase de compression, et qu'il faut le connaître pour lui envoyer l'étincelle de mise en train, l'arbre moteur porte aussi une aiguille P, qui indique sur K le numéro 1-2-3-4 de ce cylindre et de la touche D, correspondante, qu'il faut presser. Si l'on presse, par exemple, la touche D n° 1, le courant

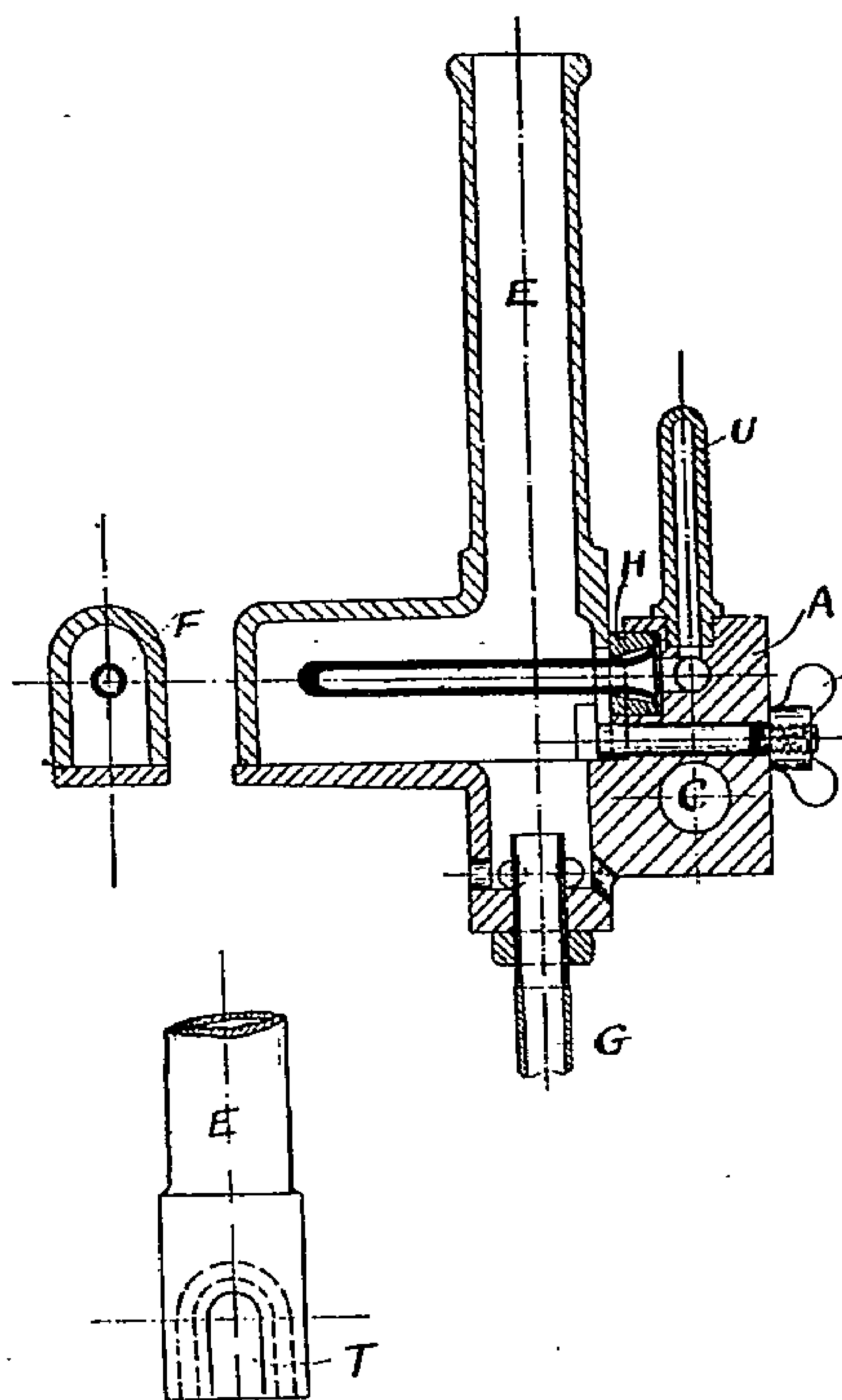


Fig. 45. — Allumage *Crossley*.

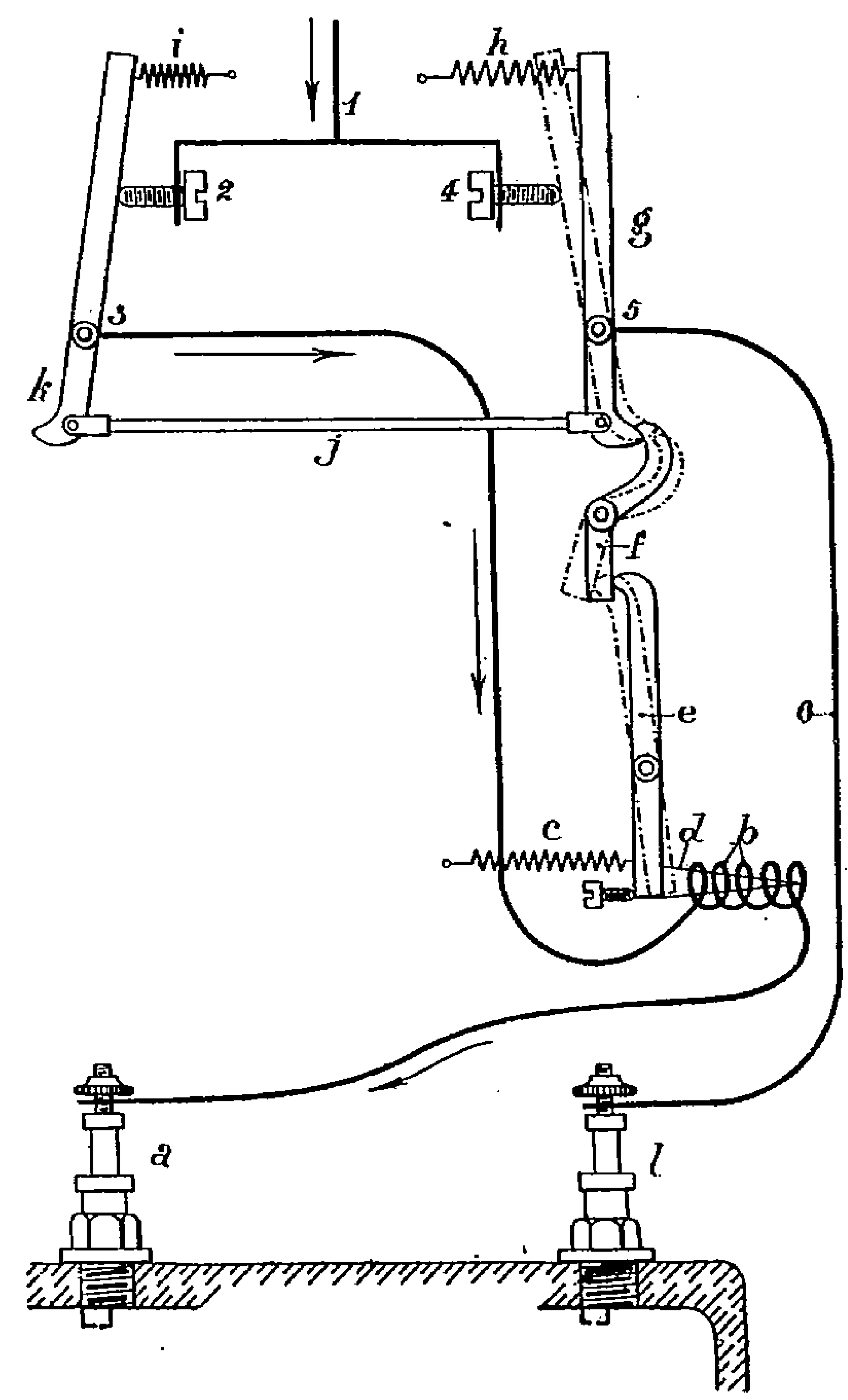


Fig. 46. — Allumage *Claudel*.

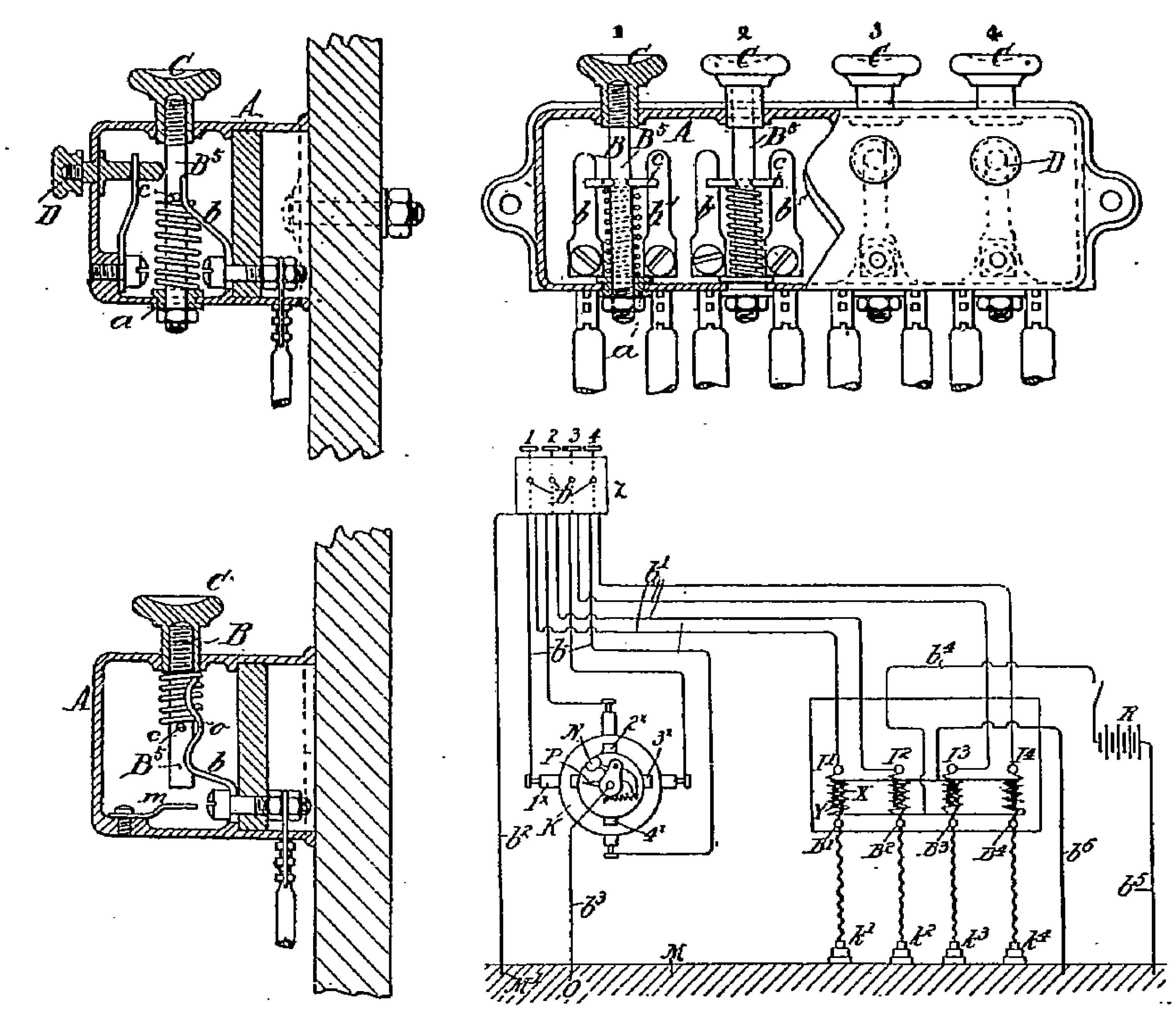


Fig. 47 à 50. — Allumage *Clément*.

passe par cette touche $b^2Mb^5Rb^4XI^1b'Yb^6Mk'B'$, et fait l'allumage au cylindre 1. Si l'on veut employer les touches C aussi à la mise en train, on n'a (fig. 50) qu'à courber les lames *b* comme en *o* de sorte que, au bas de sa course, *c* fasse contact avec *b* et *m*. — **Wolseley** (*Brevet anglais 20444 de 1902*). L'étanchéité de la bougie C est assurée (fig. 51) par la coulée, en A, par *e*, d'un alliage de plomb avec 5 à 10 p. 100 de bismuth, qui se dilate en se solidifiant; la pression des explosions sur le cône de porcelaine C ne fait que resserrer ce joint dans l'écrou B*d*. En fig. 52, ce joint est coulé dans la porcelaine C avant son entrée en B. Adopté par la *Wolseley Motor Car C°*, Birmingham.

Allumage Graham et Marks, 55, Gillot Road, Birmingham (*Brevet anglais 1167 de 1903*). Quand le tube *e* (fig. 55) se brise, la vis de serrage *i* et le levier *k* tombent avec *ps*, dont le crochet *q* maintient fermée la soupape *g* de la lumière d'allumage *f*; en même temps, la tige *p* ferme le circuit d'un allumage électrique auxiliaire. — **Cannevel** (*Comptes rendus de l'Académie des sciences, 14 décembre 1903, p. 1036*). Communication de M. **d'Arsonval.** Le fond des culasses des cylindres est divisé (fig. 53) en trois orifices qui sont occupés deux par les soupapes et l'autre par de petits pistons qui semblent jouer le plus grand rôle. Ces petits pistons sont commandés par des excentriques et ce sont eux qui déterminent le point d'allumage en déterminant le volume des chambres de compression. Les tiges d'excen-

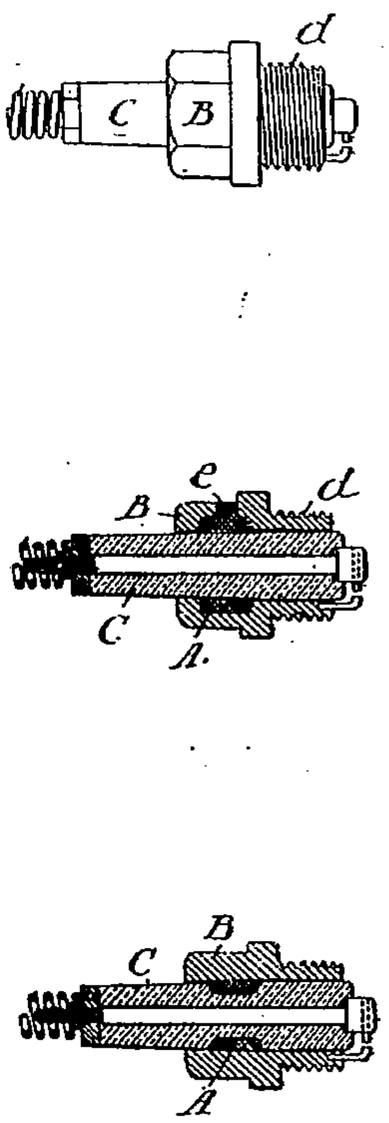


Fig. 51 et 52.
Bougie *Wolseley*.

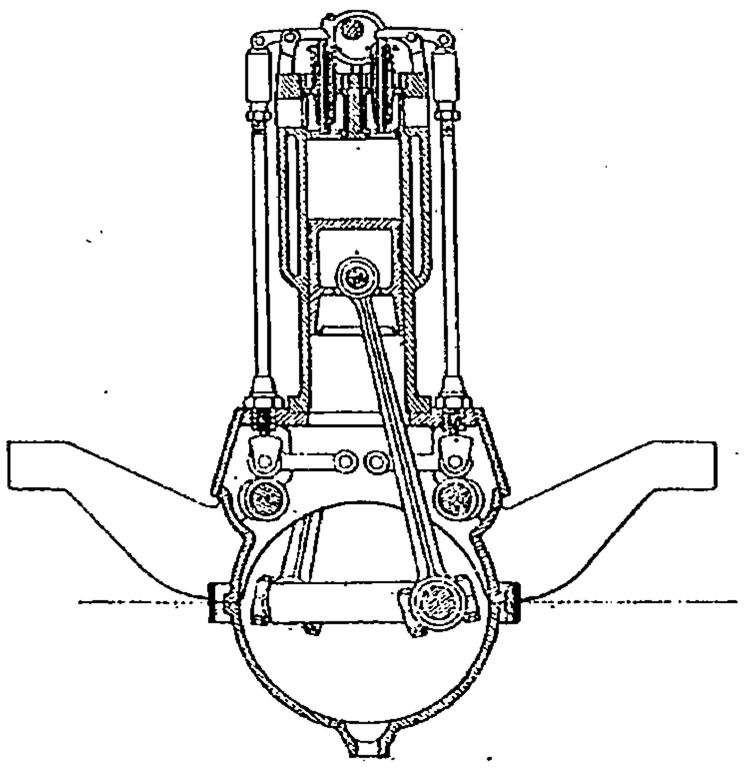


Fig. 53.
Moteur *Cannevel*.

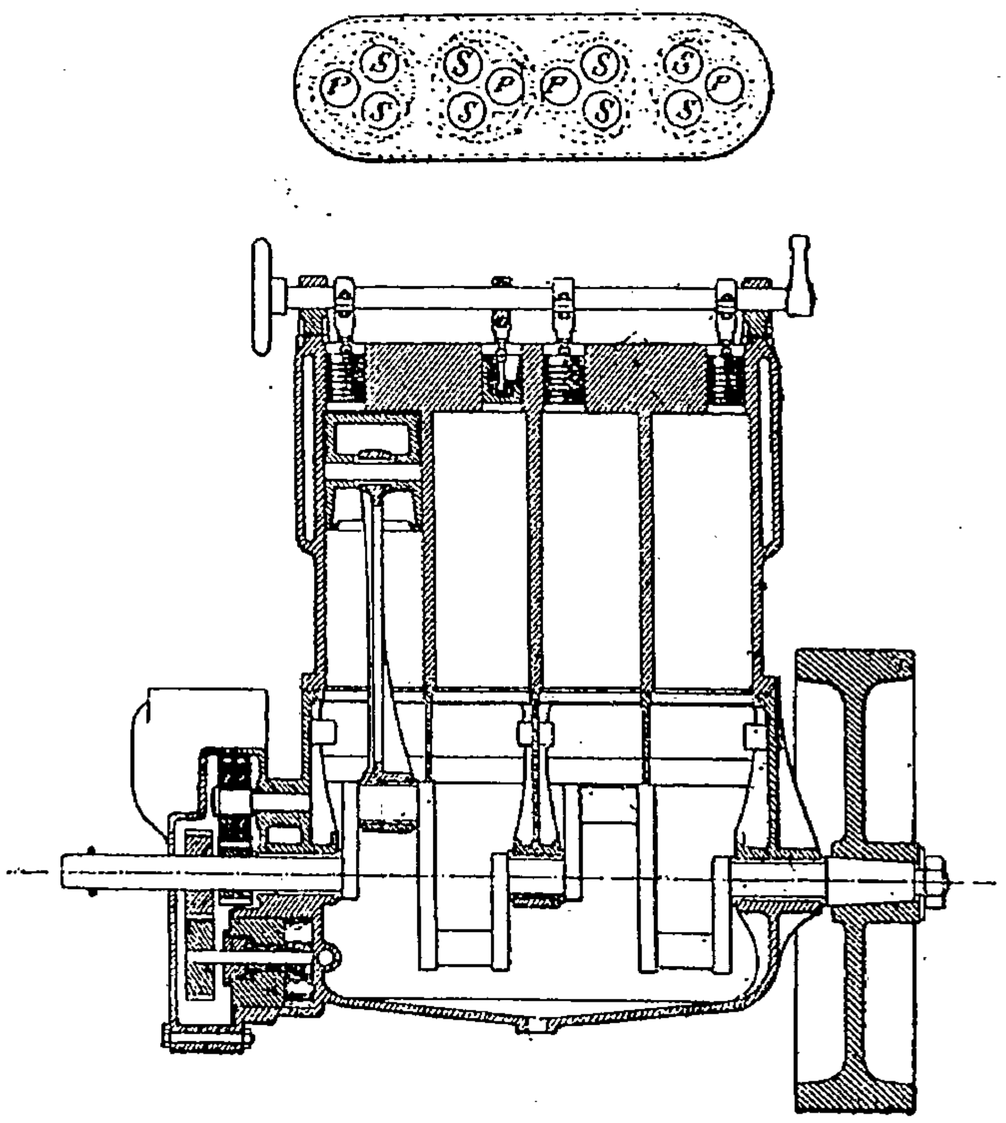


Fig. 54.
Allumage *Cannevel*.

triques sont de longueur variable, de façon à régler une fois pour toutes les chambres de compression à un même volume. Le carburateur à pulvérisation est soumis à l'action d'un régulateur à force centrifuge, lequel ouvre les orifices d'air lorsque le moteur s'emballe. Le moteur fonctionne comme les moteurs à quatre temps; il est mis en route à la main avec une manivelle en donnant un peu d'avance à l'allumage en faisant descendre un peu les petits pistons. L'allumage se fait par une forte compression, environ 30 atmosphères à l'arrière du piston moteur. Les petits pistons servent non seulement à déterminer le point précis d'allumage, mais encore à faire de l'avance à l'allumage.

Réglage Crossley et Webb (*Brevet anglais 4510 de 1903*). En vitesse normale, le déclic HEJ (fig. 56) du régulateur-pendule GF attaque d'abord le manchon K, qui glisse sur L, puis la tige M de la soupape A; si le moteur s'accélère, H glisse sur K et, soulevant J sur le plan incliné de K, fait échapper sûrement M. On peut, inversement, faire, lorsque la vitesse augmente, échapper J de M par l'engagement de H dans l'encoche de K. La sensibilité du régulateur se règle par le ressort N. Ce dispositif permet de commander, de la came C, et par un seul levier B, l'ouverture et le réglage de la soupape A. — **Mors**, 48, rue du Théâtre, Paris (*Brevet anglais 25588 de 1903*). Le levier E (fig. 56 à 60) qui commande la soupape d'admission *b*, tourne autour de l'excentrique H, soumise, par J, au régulateur; quand J occupe la position fig. 56, *b* s'ouvre en grand à chaque montée de A,

quand il occupe la position fig. 58, *b* ne s'ouvre pas. En fig. 59, un même arbre de distribution O.

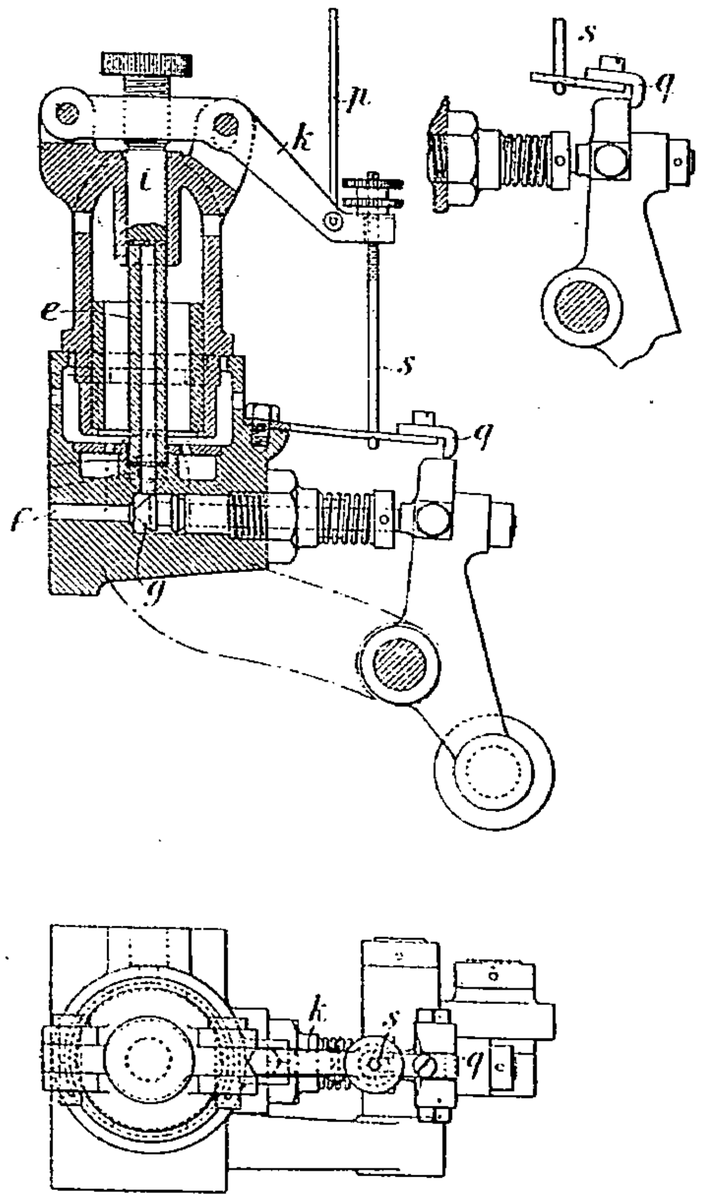


Fig. 55. — Allumage *Graham et Marks.*

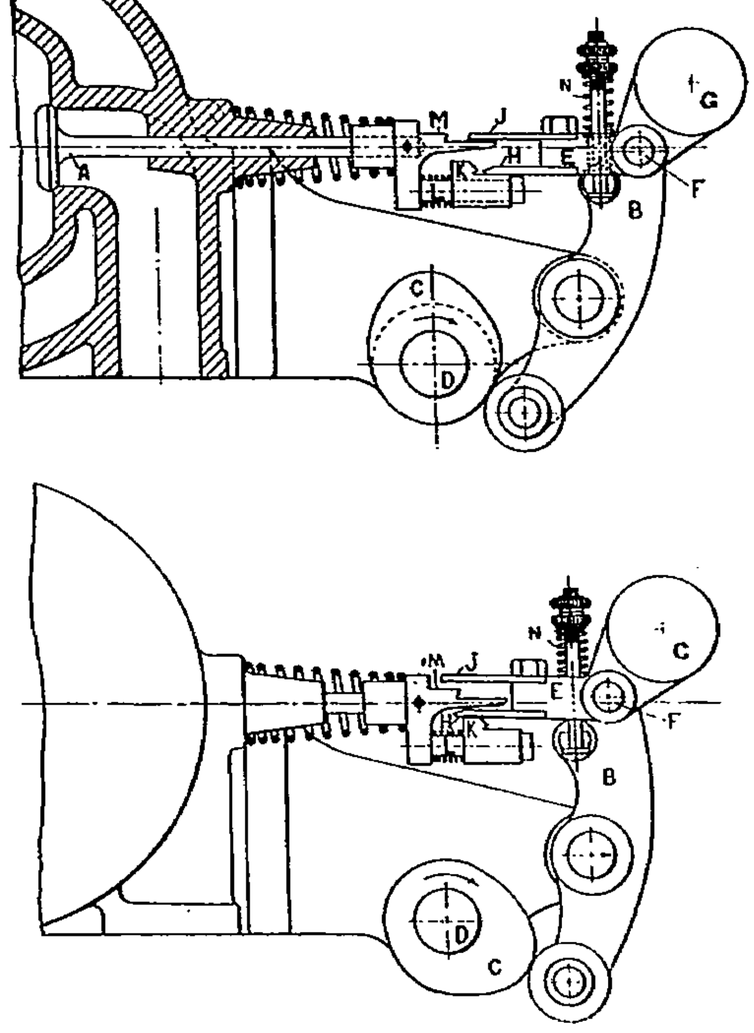


Fig. 56. — Réglage *Crossley et Webb.*

Réglage de la Société Augsbourg-Nuremberg (*Brevet anglais 7389 de 1903*). Quand la tige

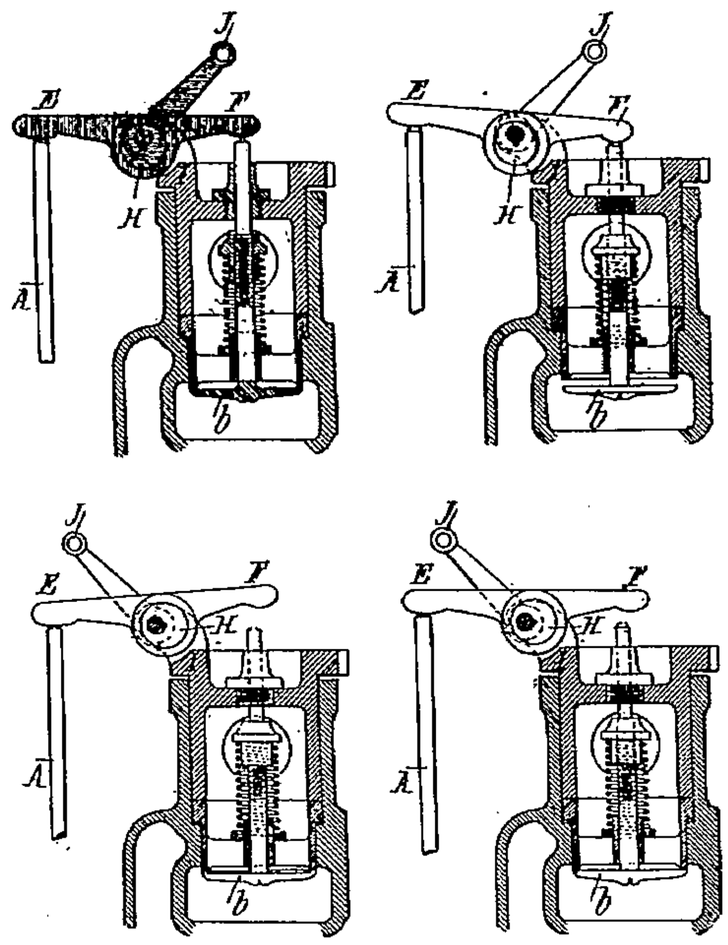


Fig. 56 à 59. — Réglage *Mors.*

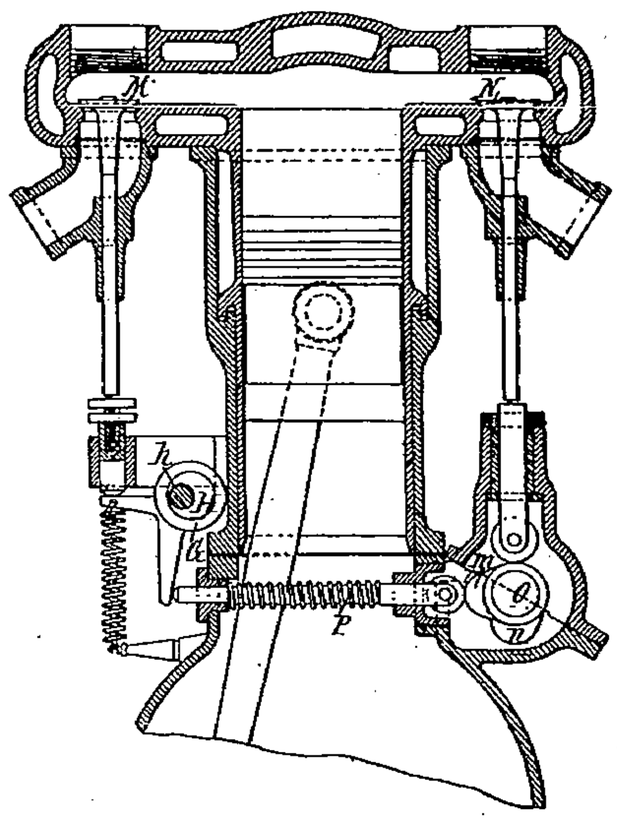


Fig. 60. — Réglage *Mors.*

d'excentrique *e* (fig. 61) s'abaisse, elle appuie, en *mm*, le déclic *ka* sur le levier *b*, pivoté en *p* sur la tige V de la soupape d'admission du gaz, et roulant sur le levier W, pivoté sur un axe coïnci-

dant avec *p* quand *v* est au bas de sa course, avec la soupape d'admission fermée, et soumis au régulateur par son appui sur le galet *r*, que le régulateur commande par *ti*. L'ouverture de la soupape commence d'autant plus tôt que le régulateur est plus bas et soulève *w* davantage, comme de fig. 61 à fig. 62, et le déclic *mm* se fait toujours au même point de la course d'admission par le passage

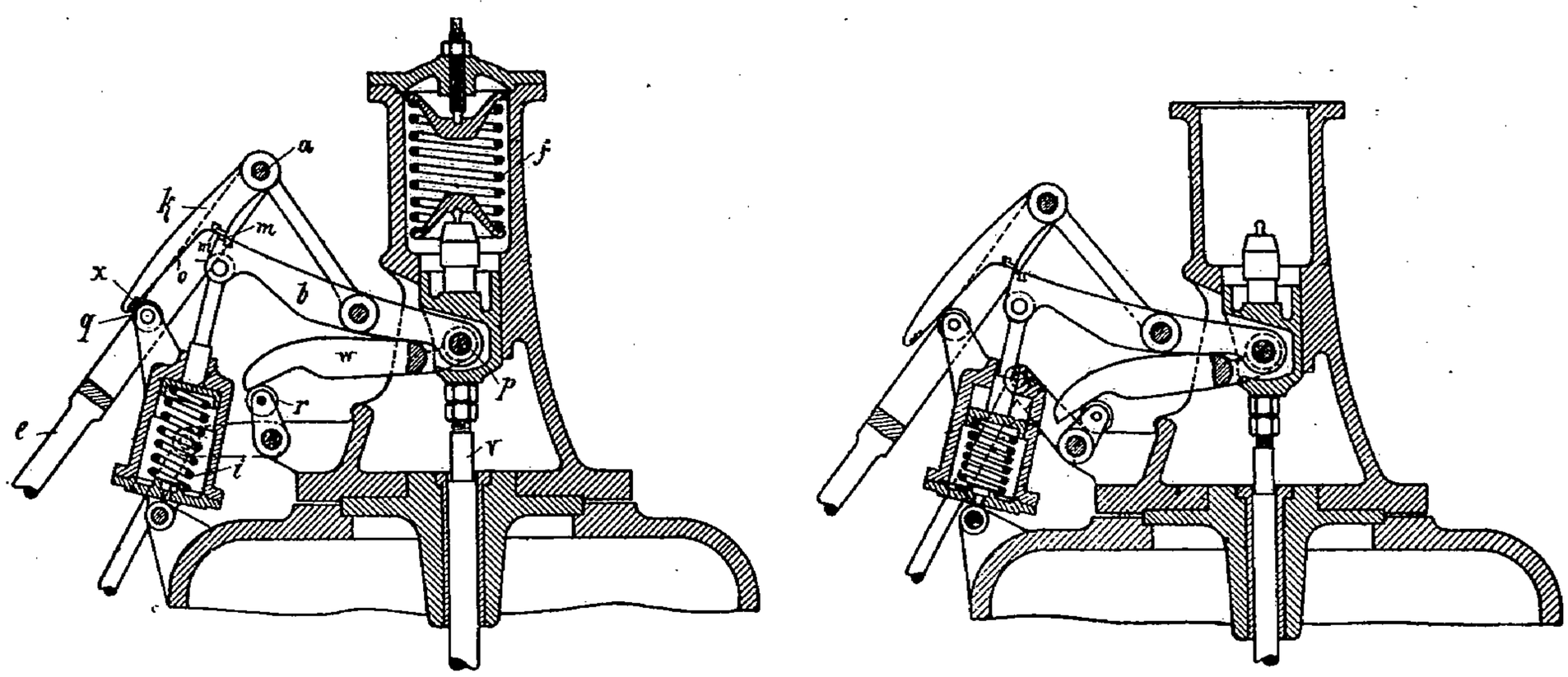


Fig. 61 et 62. — Réglage de la *Société Augsburg Nuremberg*.

de *k* sur le galet fixe *o* ; le rappel de *b*, après ce déclic, se fait par un dash-pot à ressort *i* et la fermeture de la soupape par *f*. L'extrémité *x* de *k* est recouverte de cuir de manière à fonctionner sans bruit. — **Krebs** (Panhard-Levassor (*Brevet américain 733220 de 903*). La soupape d'admission

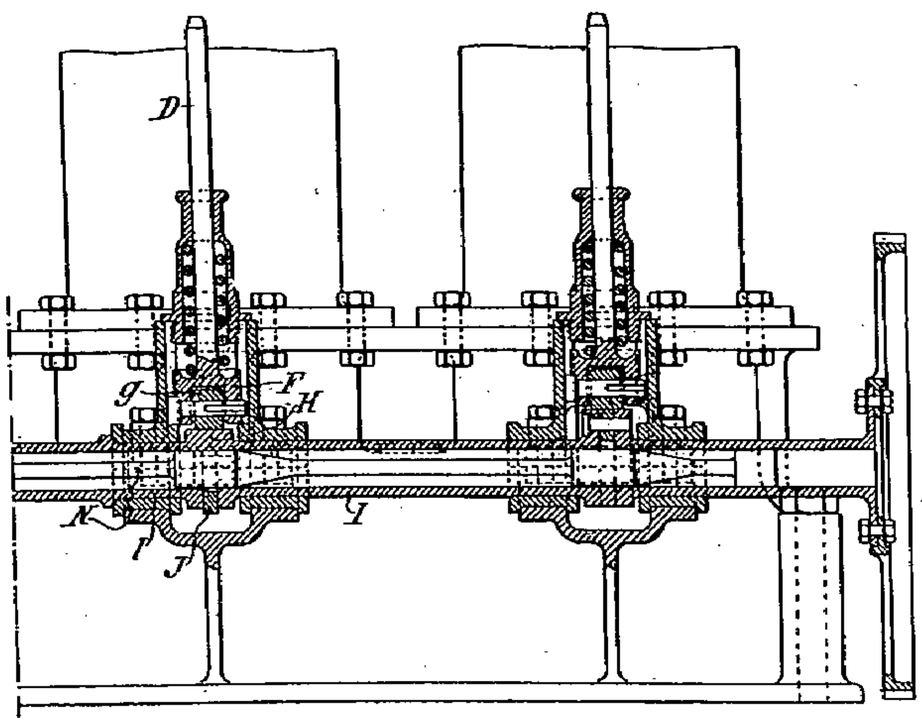


Fig. 63. — Réglage *Krebs*.

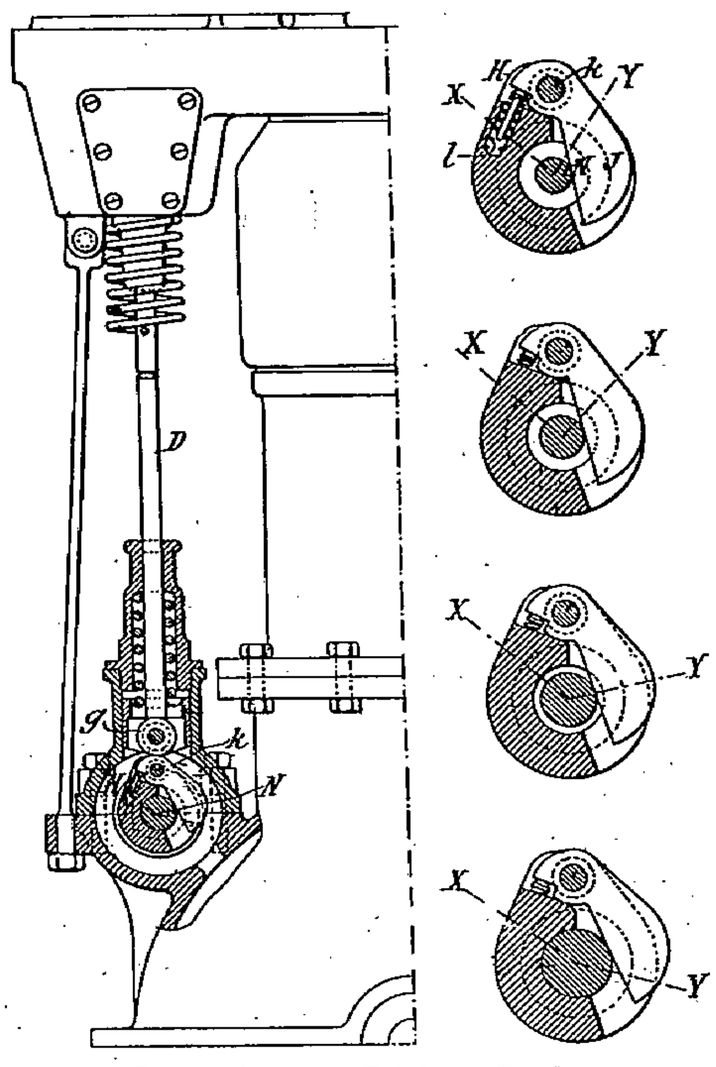


Fig. 64 à 68. — Réglage *Krebs*.

est commandé, de l'arbre creux I (fig. 63) par les cames H, dont la partie mobile J, qui agit sur le galet *g* de la tige C de la soupape pivotée en *k* sur H et rappelée par un ressort *l*, appuie sur le cône de la tige de réglage N, qu'il suffit de déplacer dans I pour régler la levée de D comme de fig. 65 à fig. 68, l'ouverture se faisant au passage du rayon X sous le galet *g* et la fermeture au

passage de Y. — **Clément**, Levallois-Perret (*Brevet américain 732830 de 1903*). Un même arbre commande (fig. 69) l'admission H et l'échappement F, dont il suffit de déplacer la tige C, par M, sur le levier KL pour en varier la course.

Influence des parois sur la pression d'explosion ; expériences de MM. Bairstow et Alexander (*Engineering, 30 octobre, p. 616*). Dans un cylindre de 460 × 250 de diamètre, avec un mélange d'air et de gaz, à la pression initiale de 1 kg. 4. après mélange parfait. Allumage par étincelle au bout de tubes plongeant plus ou moins dans le cylindre. Avec un mélange riche : de 0,171 de gaz en volume pour 1 d'air, la durée de l'explosion a passé de 0 seconde 305 avec un tube de 200 millimètres de long à 0 seconde 1 avec des tubes de 50 et 400 millimètres de long. Avec un mélange de 0,097 de gaz, la durée de l'explosion varie de 0 seconde 24 à 1 seconde 8, avec des pressions correspondantes de 13 à 8 kg. 4. Aux hautes pressions, avec des allumages rapides, la perte des parois est *absolument négligeable* ; la perte de pression est la différence entre celle causée par le refroidissement des parois et le gain dû à la diminution correspondante de la dissociation de l'acide carbonique, qui cesse au-dessous de 1.200° environ. Avec les mélanges riches allumés rapi-

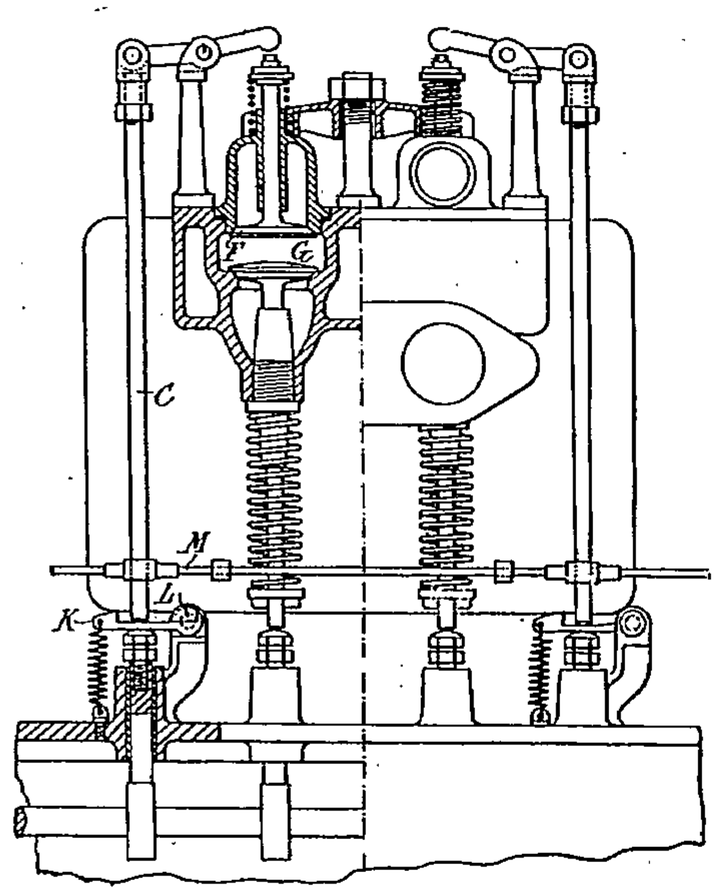


Fig. 69.
Réglage *Clément*.

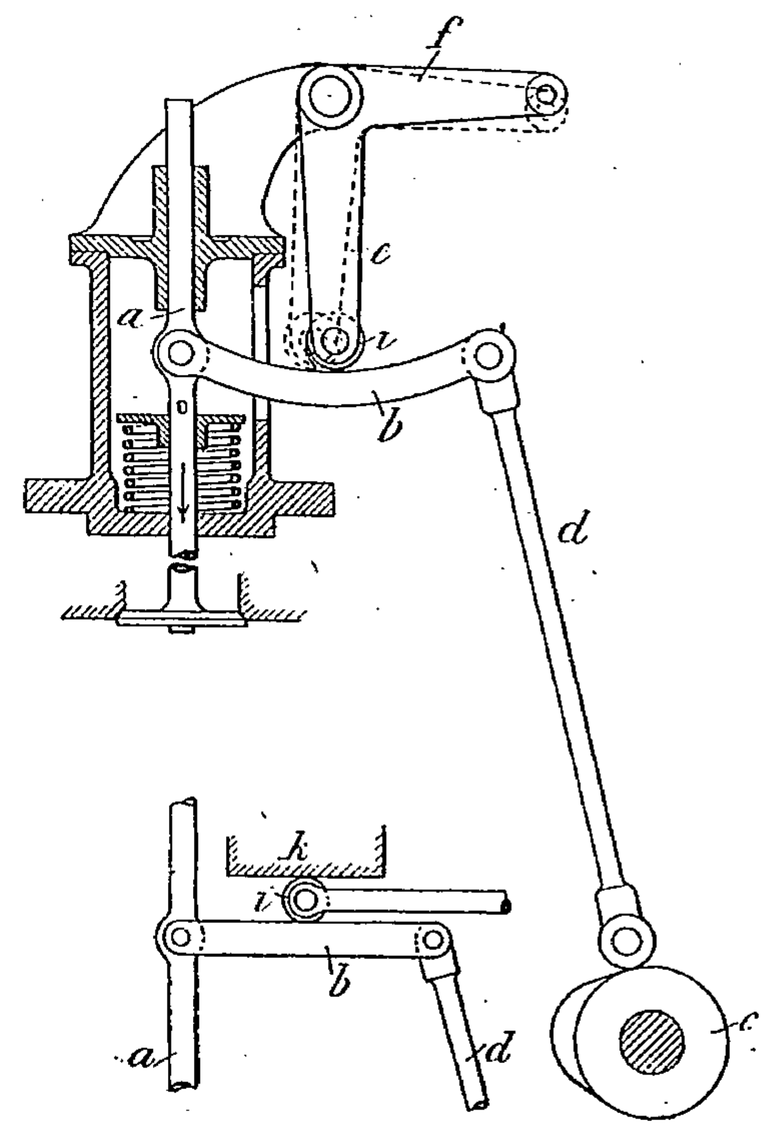


Fig. 70 et 71.
Commande de soupape d'échappement de *Deutz*.

dement, il se produit des surpressions allant jusqu'à 10 kilog. au-dessus de la pression moyenne finale, et ne durant qu'un instant, et ce, après un temps, à partir du commencement de l'allumage, proportionnel à la longueur du tube d'allumage ou à la distance de l'étincelle au haut du cylindre ; ces surpressions se produisent quand l'onde explosive atteint le haut du cylindre sur lequel est monté l'indicateur ; avec les mélanges faibles et les explosions lentes, ce phénomène disparaît.

Soupape d'admission Deutz (*Brevet anglais 26869 de 1903*). La soupape *a* (fig. 70) sa tige *o* commandée, de l'arbre de distribution *c*, par le renvoi *db*, à point d'appui *i*, soumis, par *fe*, au régulateur. En fig. 71, le galet *i* roule entre *b* et le bloc d'appui *k*.

Distribution Humphrey (*Brevet anglais 20468 de 1902*). Les soupapes sont commandées par de l'air comprimé arrivant, dans le cas d'un moteur à double effet, à l'intérieur du tube distributeur *e* (fig. 72) que le moteur actionne par la roue de chaîne *f*. La soupape *a*, d'admission de l'air et de gaz par *a'* et *a*, s'ouvre quand on admet de l'air comprimé par *e' c'* au-dessus du piston *b*, l'air au-dessous de ce piston s'échappant par c^2d ; la soupape *a* se ferme quand on admet l'air comprimé sous *b* par $c'c^2$; les mouvements de *a* sont amortis par un dash-pot à air *g*. L'échappement se fait par des lumières du cylindre sans soupape. En fig. 73 et 74, moteur à simple effet, les soupapes d'admission *k* et d'échappement *l* sont commandées à l'air comprimé, et la distribution de l'air com-

primé est faite, de la came m', par le levier m^2, le distributeur m et les tuyaux m^3 m^4 et m^5. Le piston b peut être (fig. 75) remplacé par un diaphragme n. L'air comprimé peut être remplacé par les gaz de la combustion refoulés du cylindre moteur p par un clapet o (fig. 76) dans un réservoir t.

Distributions Renault, 97, rue Saint Lazare (*Brevet anglais 244432 de 1902*). La came a (fig. 77)

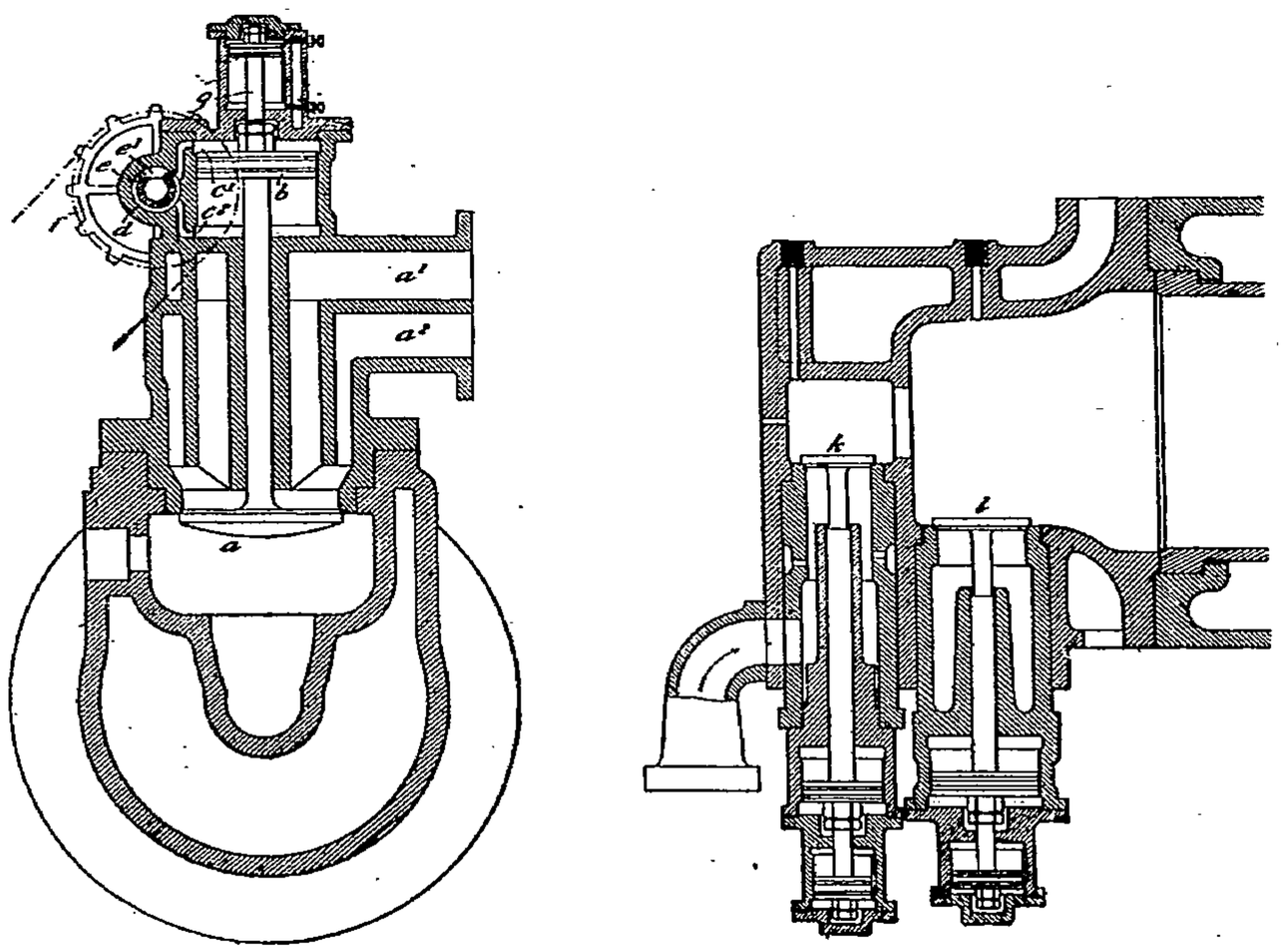


Fig. 72 et 73. — Distribution *Humphrey*.

commande la soupape d'admission ou d'échappement b par les leviers c et d, pivotés en e et f sur le levier h, pivoté en g ; d attaque b par son plat i et est attaqué en j par le plan incliné mk de cl. En tournant h, on déplace le point de contact m et on fait ainsi varier la hauteur p entre i et le contact l de c avec la came a de manière à diminuer, avec p, la levée de la soupape. Les réactions r et q des

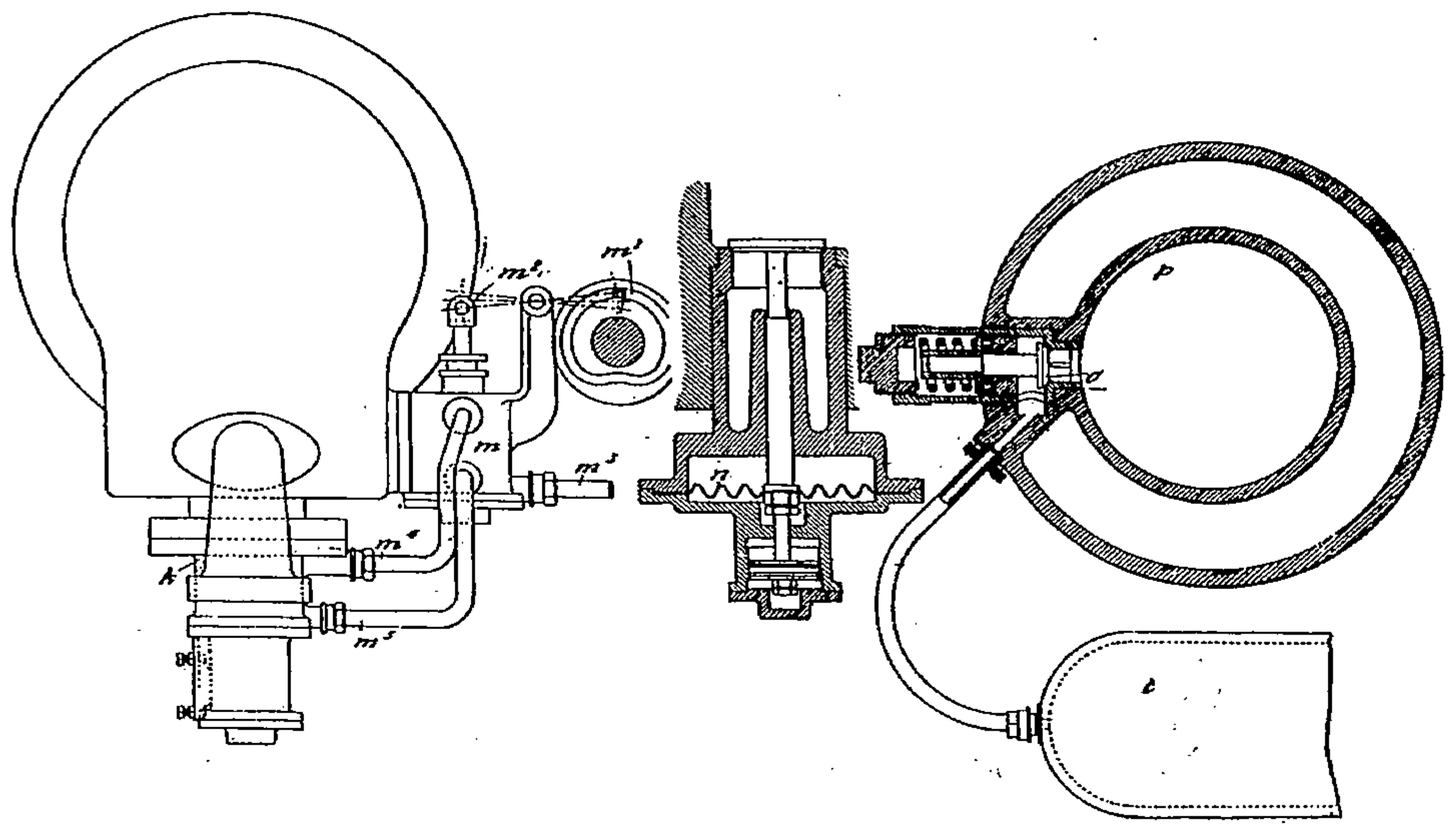


Fig. 74 à 76. — Distribution *Humphrey*.

leviers e et d s'équilibrent sensiblement sur d. En fig. 78, les axes e et f sont remplacés par les excentriques s et t de l'arbre g du levier h. — **Riley**, Hollybank, Coventry (*Brevet anglais 14391 de 1903*). L'arbre de distribution 3 (fig. 79) porte deux cames : 4 pour la commande de l'échappement 5, et 6 pour celle de l'admission 7, par l'intermédiaire des deux balanciers 13-16 et 14-12,

fous sur 20. Pour maintenir la soupape d'échappement 5 ouverte, il suffit de tourner le levier 22 de

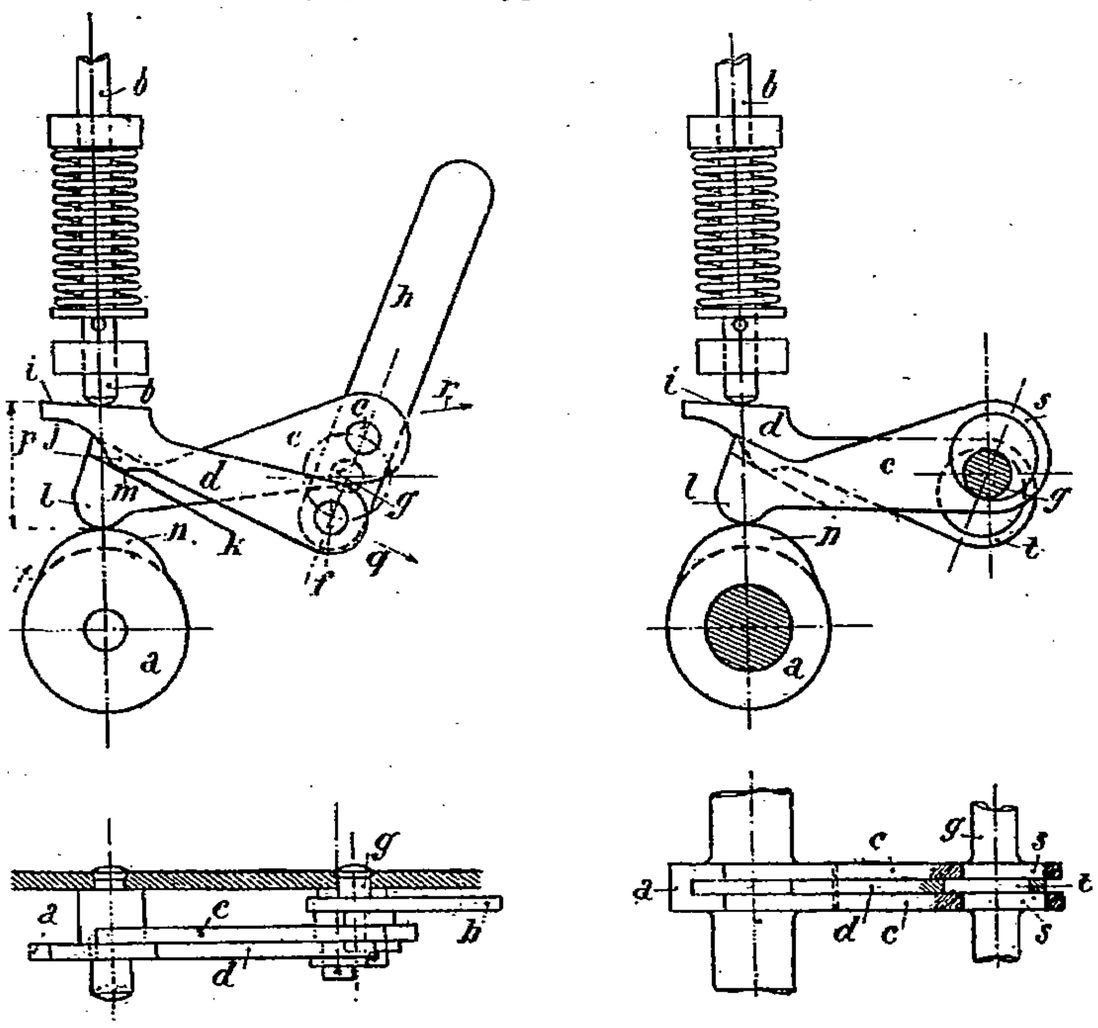


Fig. 77 et 78. — Distribution *Renault*.

manière que le talon 23 de son manchon 20 soulève, par le toc 24, le levier 12. En fig. 81, une seule

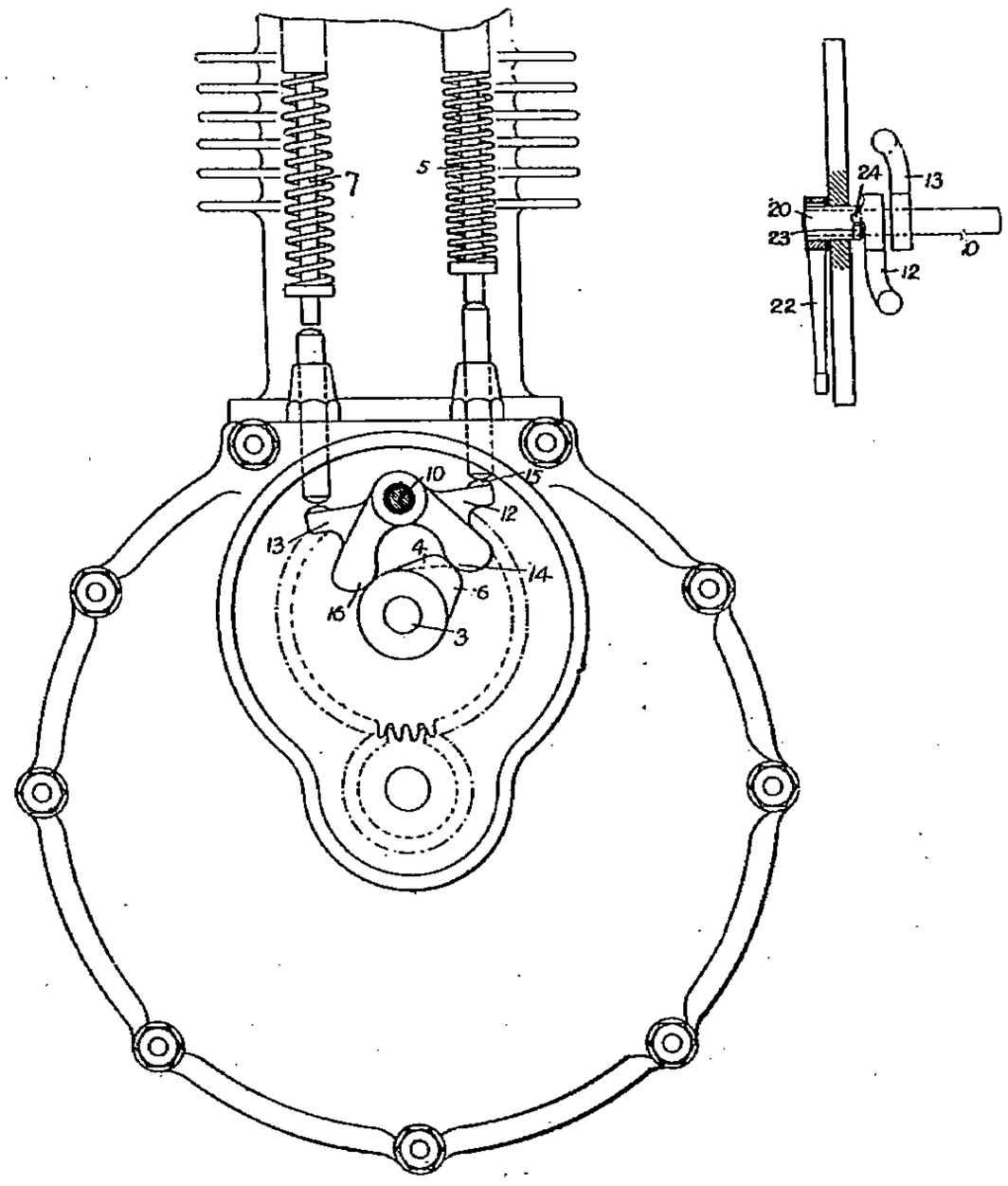


Fig. 79 et 80. — Distribution *Riley*.

came 46 commande les deux soupapes par le balancier 40-41, pivoté en 42, et le renvoi 47, la longueur

des faces d'attaque 43 et 44 étant telles qu'elles assurent les durées voulues aux ouvertures des soupapes d'admission et d'échappement. Un levier 36 permet de maintenir l'échappement ouvert.

GAZOGÈNE Thwaite, 29, Great George St., London (*Brevet anglais 16986 de 1902*). A pour objet la production régulière d'un gaz pour moteurs ne tenant pas plus de 8 p. 100 d'hydrogène et 2 p. 100 d'hydrocarbures, de manière à ne pas s'enflammer spontanément sous une compression de 5 kilog.

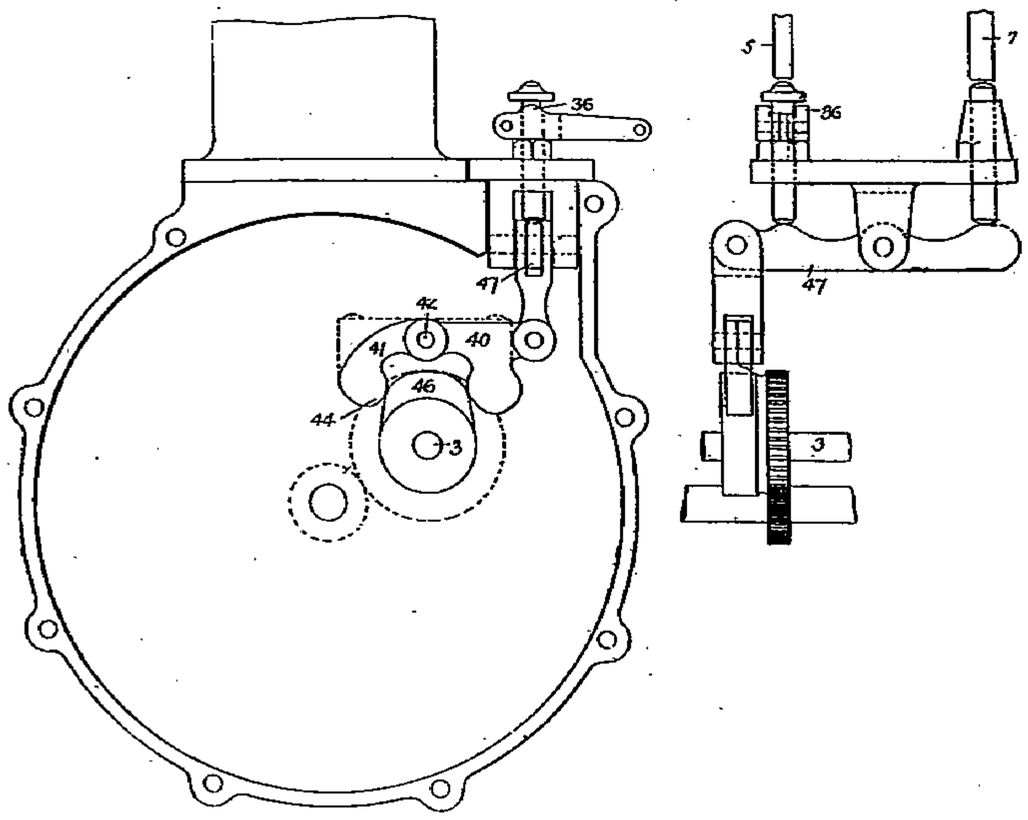


Fig. 81. — Distribution *Riley*.

Un élévateur B (fig. 82) décharge, par les trémies à clapets PP', dans le gazogène A, un mélange de coke ou de charbon maigre, de pierre à chaux, de silice et de minerai de fer, constitué de manière à former une scorie très fusible ; on peut aussi y ajouter de la fonte, de sorte que le gazogène devienne un cubilot de fonderie ; la hauteur de ce gazogène est de 7 à 8 fois son diamètre ; il est soufflé sous

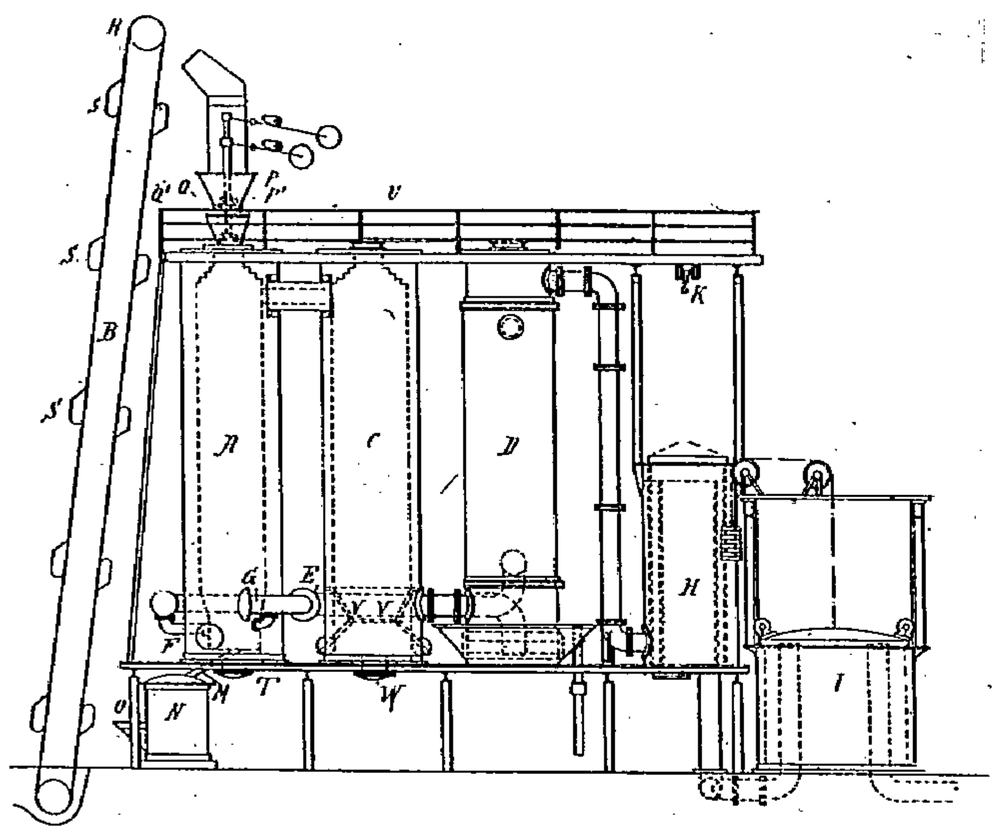


Fig. 82 — Gazogène *Thwaite*.

une pression de 0 kg. 5 à 1 kilog. par des ventilateurs Root en série, au moyen de tuyères F, à refroidissement par eau, et d'air chauffé au récupérateur D et envoyé par EG. Avant ce récupérateur D, le gaz traverse un épurateur C ; de D, le gaz passe au filtre H, puis au gazomètre I. Les scories passent de A en N par la vidange M. Le gazogène et le scrubber C son pourvus d'autoclaves T et W et il suffit de remuer les grilles inclinées W pour amener les matières de C sur **Welmann Seaver**

Morgan, Cleveland, Ohio (*Brevet américain 734472 de 1903*). Du type tournant (fig. 83 et 84) sur

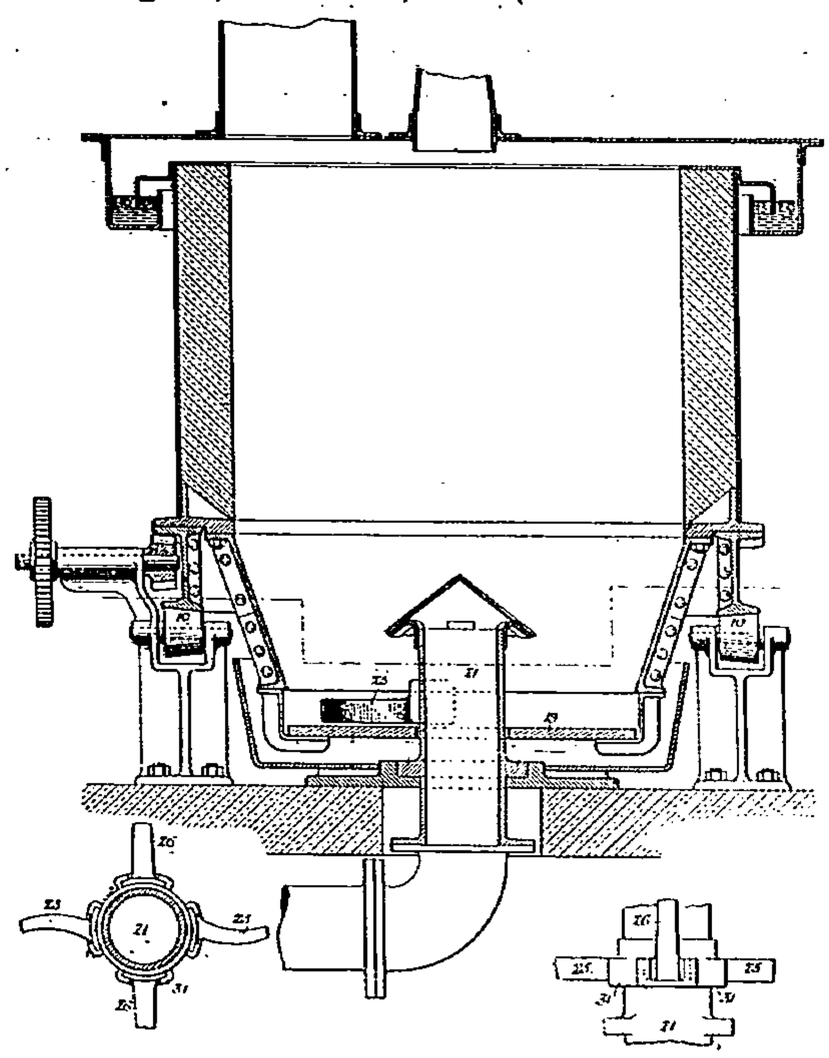


Fig. 83. — Gazogène *W. Seaver et Morgan.*

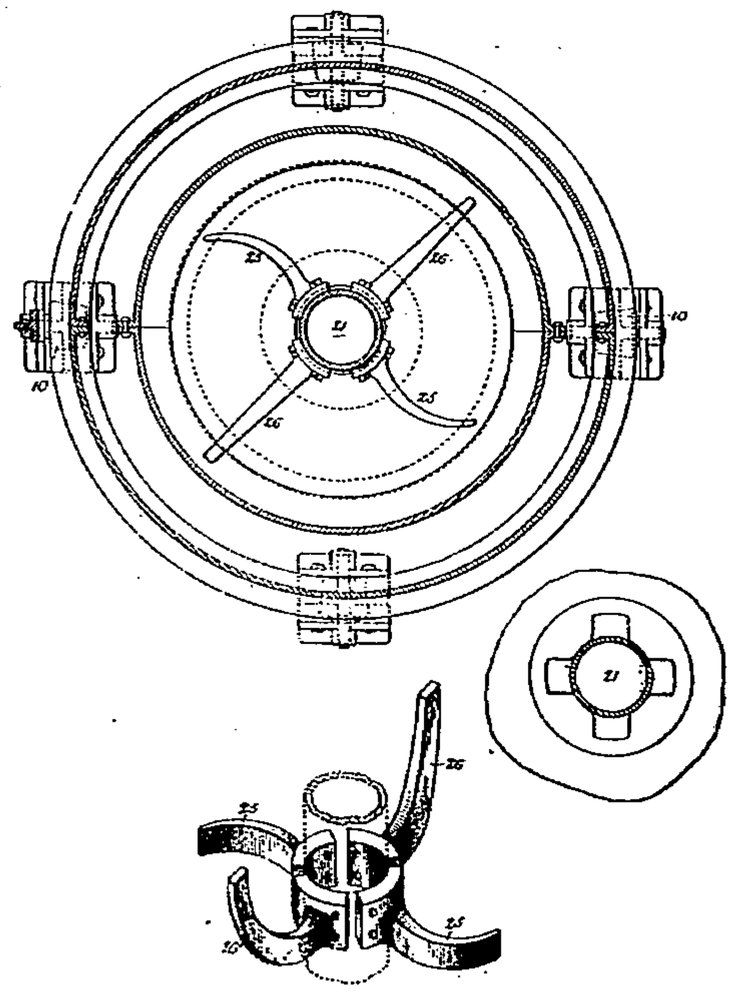


Fig. 84. — Gazogène *W. Seaver et Morgan.*

galets 10, avec tuyère 21 et racloir 25 des scories dans le cendrier 19, à bac d'eau 20, où il rejette ces

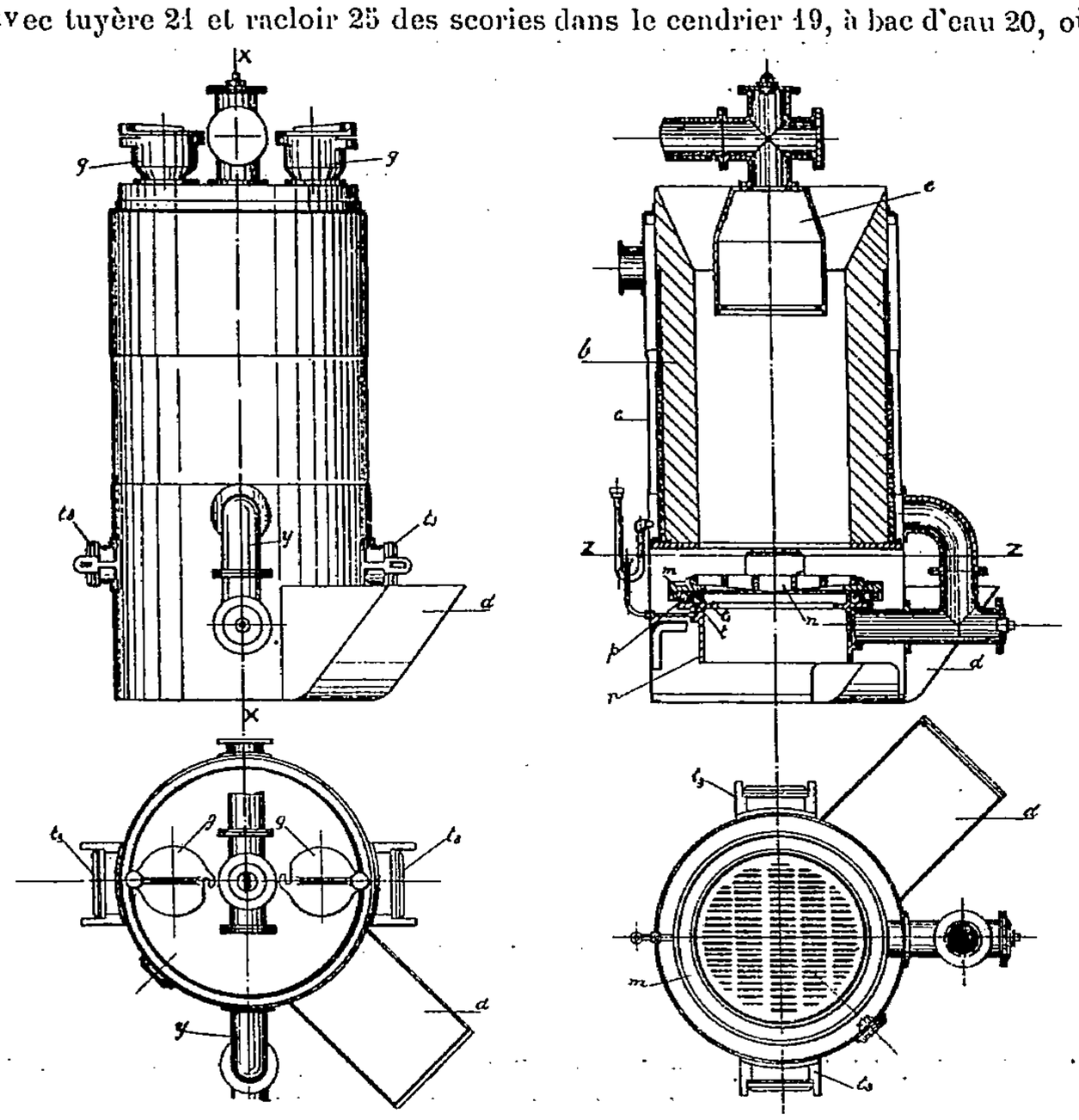


Fig. 85. — Gazogène *Crossley et Rigby.*

scories ; les bras 25-26 se détachent facilement en les retirant verticalement de leurs attaches 31.

— **Crossley et Rigby**, Manchester (*Brevet anglais 18892 de 1902*). Perfectionnement du type décrit dans la *Revue de Mécanique de juillet 1903, p. 98*). A enveloppe de tôle c fig. 85 formant joint hydraulique en *d*, deux trémies de chargement *y*, de chaque côté de la cloche *e*, qui recueille les gaz au haut du chargement; grille *m* roulante, sur billes *p*, et cylindre *n* plongé dans l'eau ; portes de nettoyage *t*, pour la grille et le cendrier. L'air de combustion se chauffe entre le garnissage *b* et l'enveloppe *c*. — (*Brevet anglais 24194 de 1902*). Pour charbons bitumineux. Ce charbon est chargé dans des cornues *a* (fig. 86) où il distille ses goudrons par la chaleur du gazogène; pendant le chargement de cette cornue, son fond *b* est maintenu fermé par la manette *c*, et on tourne, par c^4, sa vis *d* de manière à briser et à y faire descendre le charbon. Pour vider la cornue dans le gazogène, on l'ouvre, en *b*, par *c*, et on aide la descente du charbon par la vis *d*, dont l'axe peut, à cet effet, tourner dans l'étrier de c^2. Les gaz ainsi distillés des cornues passent, par *efm*, au foyer du gazogène, puis on ferme cette sortie en *g*, pour recharger de nouveau les cornues par la porte *h*. La grille *t*

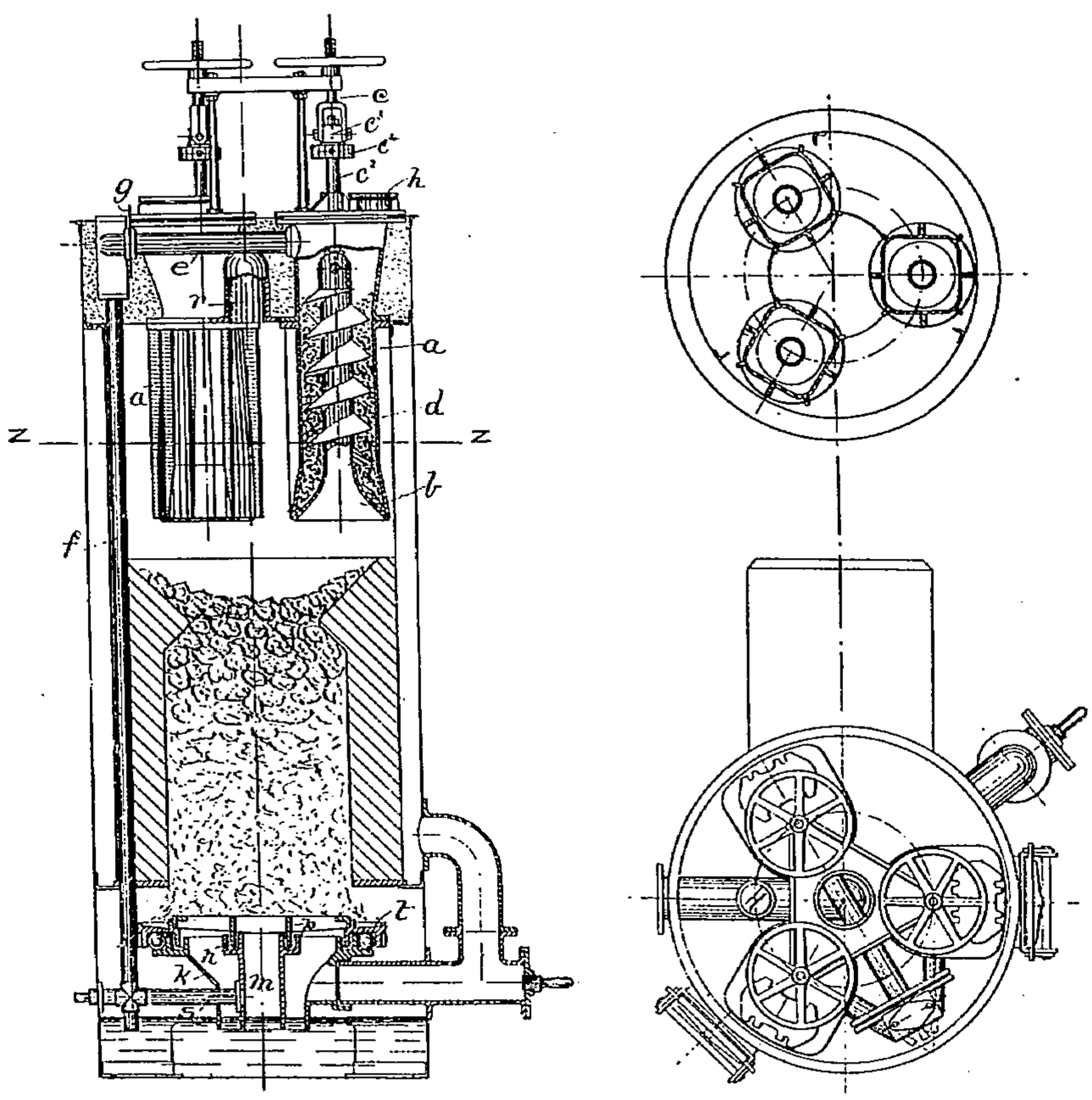


Fig. 86. — Gazogène *Crossley et Rigby*.

roule sur billes, avec joint hydraulique *n*; l'air et la vapeur arrivent au gazogène par *k* et les gaz sont aspirés du gazogène par un ventilateur. — **Fielding**, Gloucester (*Brevet anglais 14893 de 1902*). Du type à trémie ouverte A (fig. 87) avec cône B et aspiration, en DE, des gaz et vapeurs produits en B et refoulés en G par l'injecteur à vapeur F ; l'air de combustion est refoulé par H ; l'aspiration en D empêche toute fuite de vapeurs par A. — **Daniels**, Lightpill Iron Works, Stroud, Gloucestershire (*Brevet anglais 7613 de 1902*). Pour charbons bitumeux. Les produits de la distillation du haut du chargement vont, par *h'h* (fig. 88), au tuyau central horizontal *k*, percé de trous et pourvu d'un injecteur de vapeur *j* ; les gaz s'échappent par le collecteur annulaire *dd*. Les barreaux *l* de grille oscillent sur *mm*, entre les barres fixes *q*, attachées à *k*, et sont entourés de barreaux inclinés *o* oscillants aussi par *nn* ; l'air arrive par *t*. — **Société française de constructions mécaniques**, 21, rue de Londres, Paris (*Brevet anglais 12506 de 1903*). Pour permettre l'emploi de combustibles donnant naissance à des scories fusibles, le gazogène est disposé de manière que la température n'y dépasse jamais 1.200 à 1.300° ; à cet effet, l'air et l'eau qui alimentent le gazogène y sont (fig. 89) refoulés, par un ventilateur *c*, aux étages *b*, mélangés à une proportion de gaz pris au

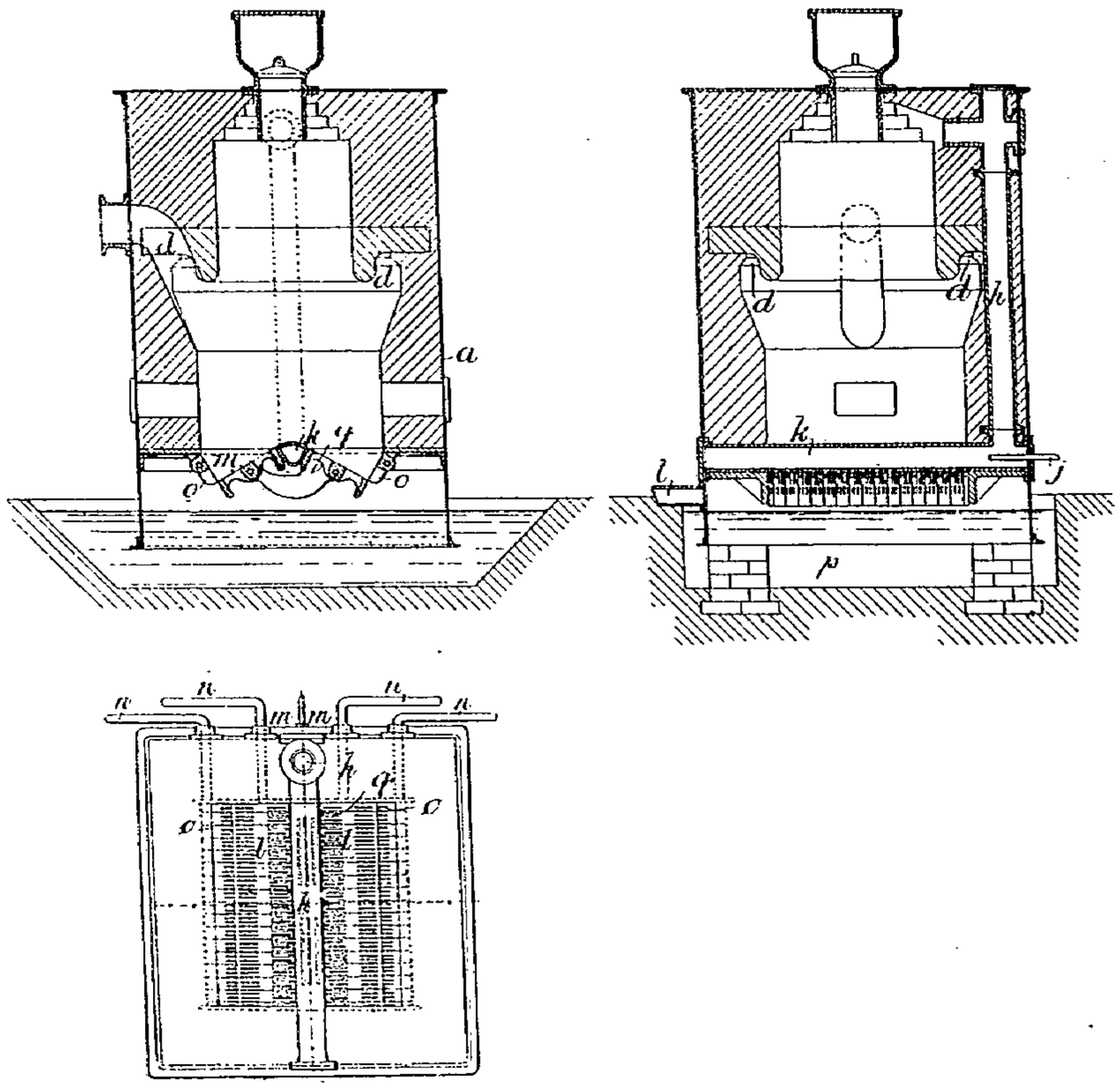


Fig. 88. — Gazogène *Daniels*.

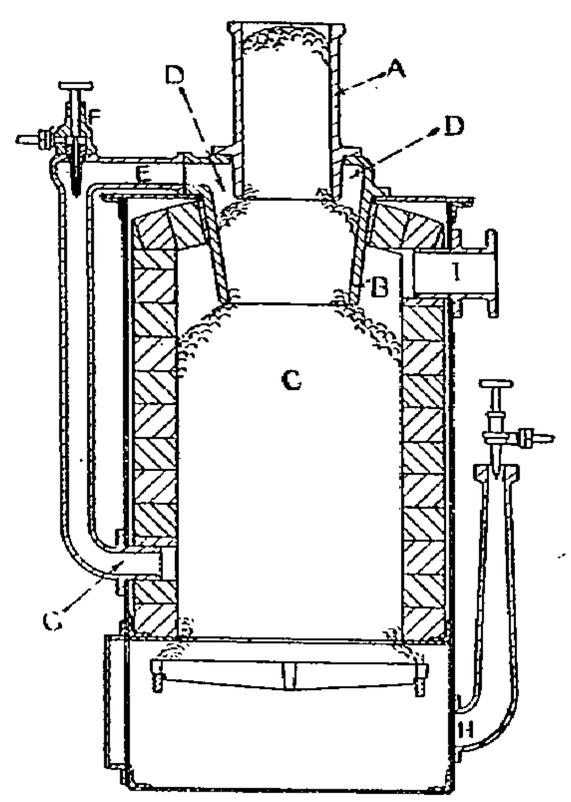


Fig. 87. — Gazogène *Fielding*.

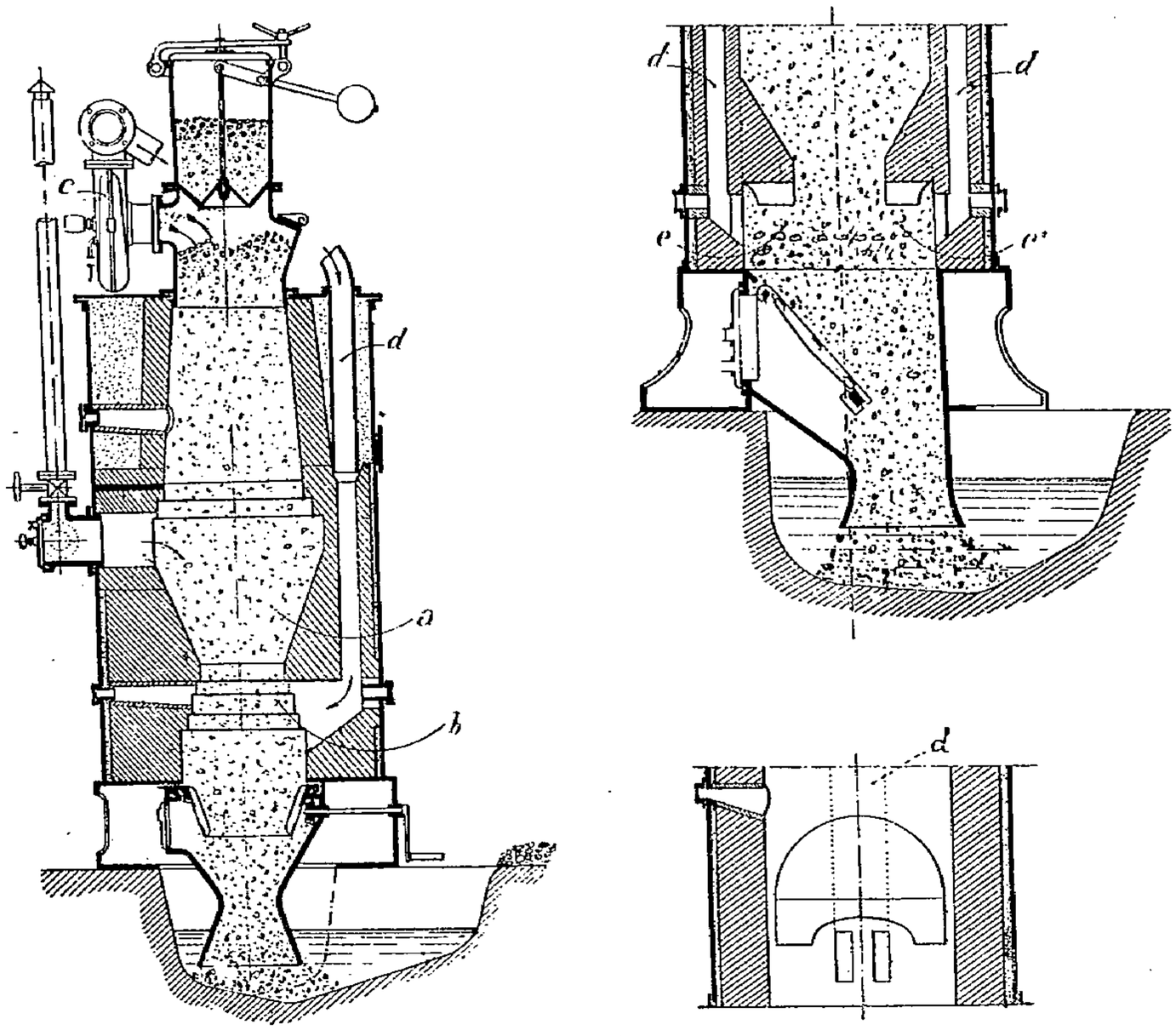
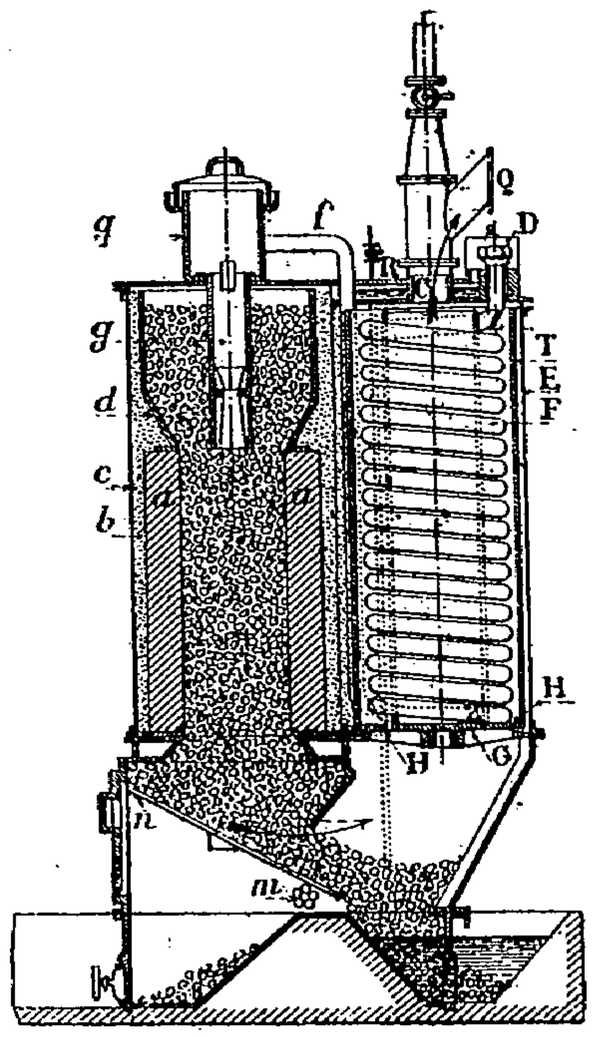
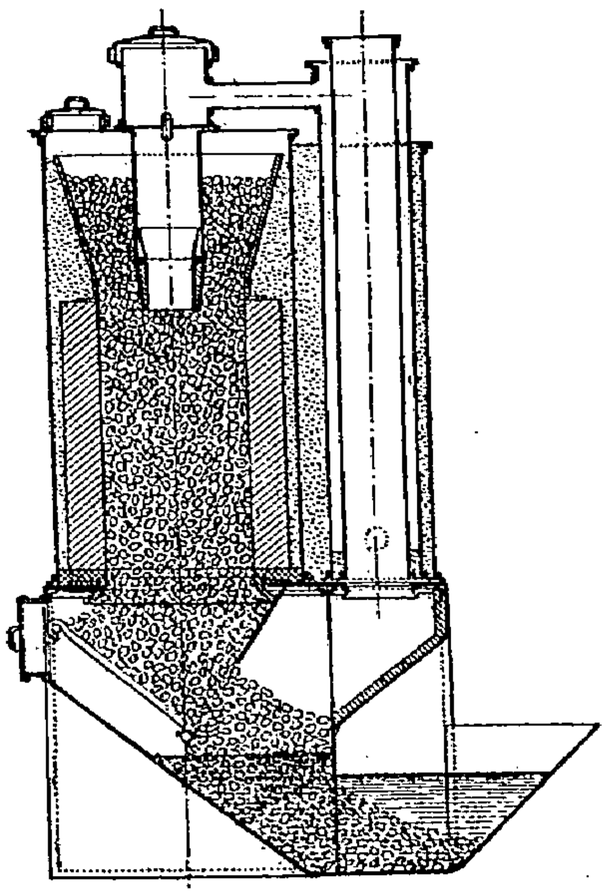


Fig. 89 et 90. — Gazogène de la *Société française de constructions mécaniques*.

haut du gazogène, et telle que la température de combustion qui en résulte ne dépasse pas les limites indiquées. En fig. 90, ce mélange arrive, de *d*, au-dessous des voûtes inclinées *ee'*, qui étalent le combustible et ses scories, et facilitent la pénétration du mélange dans sa masse.

Gazogène Deschamps (*Bulletin de la Société des ingénieurs civils de France, septembre 1903*). L'appareil qui m'a servi pour mes essais a été construit à la Société anonyme des ateliers de Montreuil (Anciens établissements Joseph Leclaire) à la fin de l'année dernière. Il se compose essentiellement d'une cuve réfactaire cylindrique (fig. 91). Il ne semble y avoir aucune utilité à évaser la cuve de haut en bas, comme dans les gazogènes américains, puisque les mâchefers ne s'attachent pas aux parois. Cette cuve est surmontée d'une trémie en fonte *d*, qui la prolonge jusqu'au couvercle. Cette cuve, partie en fonte, partie en réfractaire, est entourée d'isolants *b* et enfermée dans une tôle très étanche *c*. Elle repose sur une





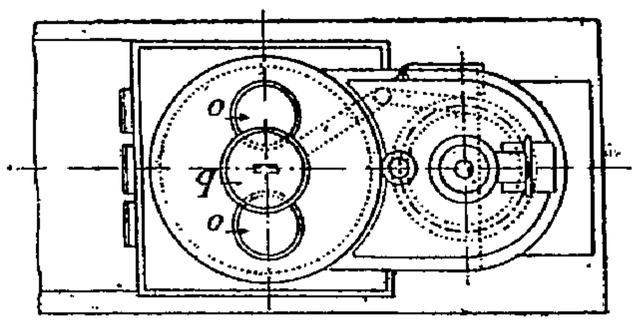


Fig. 91.

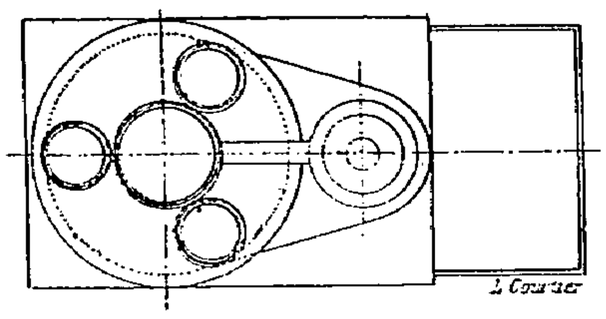


Fig. 92 et 93.

Fig. 91 à 93. — Gazogène *Deschamps*.

couronne en fonte *v*, supportée par le socle. Dans le haut, la cuve est ouverte en trois endroits. Dans le milieu, une caisse *q* est disposée pour recevoir une tuyère *g* qui plonge à l'intérieur de la cuve et permet à l'air d'y pénétrer. L'extrémité inférieure de cette tuyère est protégée par un réfractaire contre la haute température de la combustion. L'air chaud provenant du récupérateur aboutit, par une conduite latérale *f*, dans la caisse et, de là, à la tuyère. La caisse *q* est fermée par un couvercle avec un joint de sable. La marche par aspiration rend cette fermeture suffisante. Deux orifices de chargement, *o*, *o*, s'ouvrent de la même manière et permettent l'introduction du charbon. L'expérience a montré que ces dispositions étaient bonnes. Le socle du gazogène a été fait en fonte en forme de W. Cette disposition, imaginée pour l'emploi des déchets de bois, avait pour but de séparer les cendres qui traversent la grille du charbon de bois qui s'évacuait dans le joint d'eau. En outre, je pensais, à cette époque, qu'il conviendrait d'ouvrir quelquefois le bas du gazogène et j'avais réservé plusieurs portes. Au contraire, dans les appareils actuellement construits, je fais le bas de la cuve en tôle et en réfractaires, et je conduis tous les déchets dans le même joint d'eau. Dans le socle, est placée une grille se composant de barreaux fortement inclinés, accrochés, en haut, à une tringle *n* et reposant, de l'autre bout, sur un arbre à came *m*, que l'on peut faire tourner au moyen d'un cliquet. Cette grille, dont les barreaux peuvent être jointifs, n'a pour but que de secouer le combustible, d'en

faciliter la descente au cas où il se serait formé un vide dans l'intérieur de la cuve. Enfin le socle est terminé, en *t*, par un bassin plein d'eau ; c'est par là que l'on retire les cendres et les mâchefers. Une tôle *x*, inclinée vers le centre du gazogène, empêche que le gaz ne sorte, de préférence, le long de la paroi du côté du récupérateur. Le récupérateur est essentiellement formé d'une double chemise en fonte reposant sur une grille circulaire G. La chemise intérieure F est fermée par le bas et remplie de sable. La chemise extérieure E est un cylindre ouvert aux deux bouts, protégé par un isolant T. Dans l'intervalle, entre les deux chemises, est placé un serpentin Z en tube de fer d'une seule pièce, soudé avec large recouvrement, et qui aboutit à une lanterne D où l'on fait parvenir l'air chargé de vapeur et de gaz brûlés. Le gaz circule entre les deux chemises, échauffe l'air qui circule en sens contraire dans le serpentin, tant en léchant le serpentin qu'en chauffant la fonte qui rayonne sur le serpentin, remonte verticalement, à l'extérieur de la chemise E, pour aboutir, en *f*, à la caisse *q*. Le gaz recueilli en haut par C, est entraîné par la tubulure Q, à moins que la cheminée figurée au dessin, ne soit ouverte, lorsque l'on marche en veilleuse. C'est sur un gazogène semblable que des essais ont été faits pendant huit mois et vont continuer avec d'autres combustibles. Le récupérateur, tel qu'il est établi dans le gazogène, a donné des résultats remarquables, puisque les gaz, y pénétrant à 300°, en sortaient à moins de 100° en ayant chauffé à 200° l'air primaire. Mais il présente un inconvénient, c'est d'être très coûteux et d'un montage difficile à cause de la nécessité d'employer un serpentin d'une seule pièce pour éviter tout mélange possible de l'air et du gaz. D'autre part, comme je l'ai dit, le socle du gazogène, en fonte et à peine protégé par un mince réfractaire, se dilate d'une façon inégale, se fend, perd beaucoup de chaleur par les parois et le joint de la cuve verticale cylindrique en tôle avec le socle rectangulaire en fonte reste difficilement étanche. J'ai modifié ces différentes dispositions, ainsi qu'on peut le voir dans les fig. 92 et 93, représentant l'un des gazogènes actuellement construits [1]. Là, le socle est en tôle, protégé par une épaisse couche de réfractaire et une couche d'isolants. Une tôle inclinée est placée au-dessous de la grille et ramène dans le bassin les cendres qui la traversent. Une porte est ménagée uniquement pour pouvoir avoir accès à la grille, au cas où il faudrait changer les barreaux. On a mis trois portes de chargement au lieu de deux pour mieux distribuer le combustible, quoique l'on n'ait jamais eu, à Montreuil, de difficultés aux chargements et que l'on n'ait jamais souffert de la disposition du couvercle qui, avec deux ouvertures, ne permet pas cependant d'envoyer des ringards le long des parois, sauf exactement au-dessous des ouvertures. Le récupérateur est très sommaire. Il se compose d'une tubulure en tôle épaisse, rivée après le plateau et dont la jonction est d'autant plus étanche que de l'eau est placée autour de la tubulure et maintenue à un niveau constant. Outre la sécurité qu'apporte ce joint d'eau, qui empêche tout appel d'air dans la conduite des gaz, il offre l'avantage d'empêcher le plateau de s'échauffer, et la vapeur ainsi formée vient très heureusement se mélanger à l'air chaud. La *fig. 95* représente le plan de l'installation qui a été faite à Montreuil dans les ateliers Joseph Leclaire, pour des expériences de gazogènes, de moteurs à gaz et de fours, en général, pour tout ce qui se rapporte à l'emploi du gaz pauvre. Un grand hall a été séparé en deux parties, l'une à droite fermée sur toutes les faces pour mettre à l'abri les moteurs à gaz, dynamo, etc., et où est installé actuellement un moteur de 25 HP, réglé par « tout ou rien », prêté gracieusement par la maison Otto; une dynamo K confiée de la même manière par la maison Olivier, et un compteur électrique M de la Compagnie Continentale. Dans la partie centrale du hall, sont installés les gazogènes; le bâtiment est fermé sur trois faces, ouvert sur la quatrième, ce qui permet une circulation suffisante de l'air, tout en laissant le personnel à l'abri. En A, est installé le gazogène semblable à la description qui précède; en *a*, un gazogène différent genre Dowson, qui est à l'étude. En P, P, P, P, sont réservés des boxes pour emmagasiner les combustibles destinés aux essais. Les appareils d'épuration sont à l'extérieur; ils se composent du scrubber B, qui a une garde hydraulique, et se recommande parce que le gaz descend presque jusqu'au niveau de l'eau par une tubulure centrale pour remonter annulairement au travers du coke mouillé. En C, est le ventilateur centrifuge actionné par la dynamo D. En E, est le pot formant joint hydraulique qui reçoit les impuretés séparées par le ventilateur centrifuge et qui empêche tout retour du gaz, du gazomètre au moteur. En G, est un petit gazomètre de 2 mètres cubes, d'où le gaz aboutit par une conduite au pot d'aspiration I du moteur. Au début des essais, le gaz allait directement du pot E au gazomètre G et de là au moteur. Ultérieurement, on a introduit le compteur à gaz F, qui a été prêté gracieusement par la Compagnie Continentale, entre le pot et le gazomètre, de façon à mesurer la totalité des gaz produits. Un autre compteur H de même provenance a été, au contraire, placé entre le gazomètre et le moteur pour mesurer la quantité de gaz que consomme le moteur. Enfin, par une conduite T, peut s'échapper le gaz produit en excès. Il va brûler et ses fumées s'échappent par le caniveau qui entraîne celles de l'échappement du moteur. Ce caniveau est figuré en pointillé et aboutit à une cheminée Q. Nous avons disposé une conduite en fonte O, O, dans le caniveau même. Elle est destinée à chauffer l'air d'alimentation et à permettre d'y mélanger des gaz brûlés. On voit, en effet, sur le dessin que, d'une part, elle aboutit au récupérateur du gazogène A, d'autre part, dérive au gazogène *a*, avec des vannes permettant l'accès de l'un ou de l'autre. L'air entre par l'orifice R et, à côté de la cheminée Q, une ouverture dans le caniveau a été ménagée avec une vanne, de façon à permettre aux gaz brûlés d'être aspirés en même temps que l'air en proportions variables. J'ai cru longtemps que les gaz brûlés étant à une pression supérieure à la pression atmosphérique, tandis que l'air était aspiré, seraient appelés tout naturellement dans la conduite O, O dès que la vanne de communication serait légèrement ouverte. Il s'est produit le contraire. C'est le tirage de la cheminée Q qui appelait l'air avec les gaz et, pour obtenir le mélange, j'ai dû mettre une fermeture permettant d'étrangler plus ou moins l'entrée d'air R. Enfin, à différentes reprises, j'ai fait couler un filet d'eau en R dans la conduite d'appel. Cette eau se volatilisait grâce à la haute tempéra-

1. Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers.

ture provenant de l'échappement et l'air entrait chargé de vapeur. Quand il ne coûte rien, comme dans ce cas-là, d'ajouter de la vapeur à l'air, il vaut mieux le faire, à moins que l'on ait des motifs de rechercher un gaz plus pauvre. Avec cette disposition, le gazogène a généralement fourni plus de gaz que le moteur ne pouvait en consommer. Cependant, à plusieurs reprises, on a fait fonctionner l'appareil même pendant un temps assez long avec un débit très restreint, comme, par exemple, en alimentant uniquement le moteur sans charge. On n'a pas constaté que l'appareil fonctionne moins bien dans ces conditions-là. Nous avons voulu aussi marcher par appel direct, sans l'intermédiaire du ventilateur, ni du gazomètre. On a installé, dans ces conditions, une conduite U réunissant le départ du scrubber à l'entrée, au pot d'aspiration ; une vanne l'ouvre ou la ferme. Enfin, le courant électrique produit sert d'abord à alimenter le ventilateur qui, en moyenne, consomme un HP; et l'excédent est envoyé, soit pour les besoins de l'usine Leclaire, soit dans des résistances N.

Expériences sur divers combustibles, bois, tourbes, lignites, houilles, cokes, poussiers, fraisils. — Les premiers essais ont été faits avec du lignite de Marseille. Ce combustible me semblait le plus difficile à employer à cause de sa forte teneur en produits volatils qui, suivant M. Lencauchez, forment des goudrons « vagabonds ».

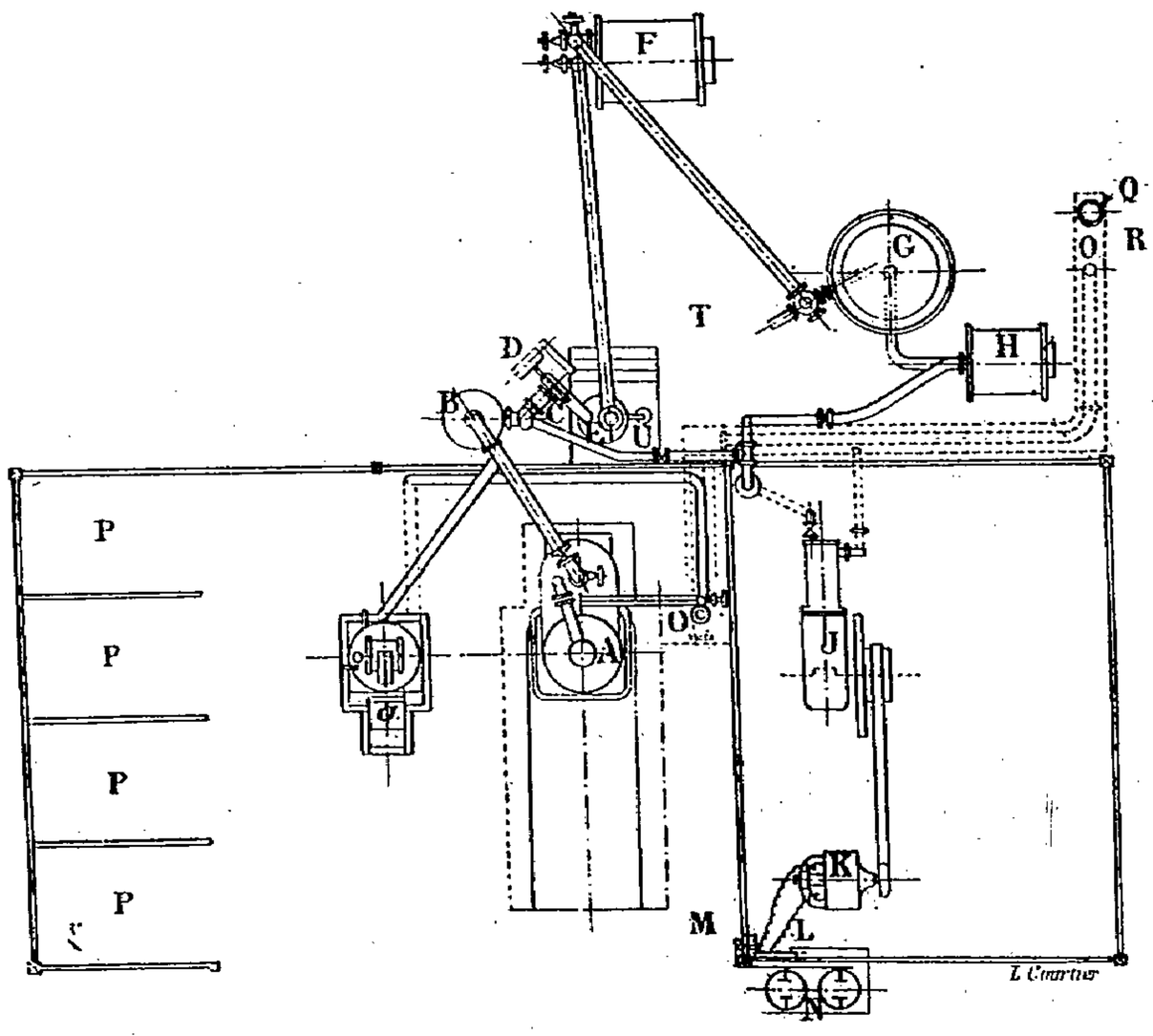


Fig. 95.

D'autre part, il est en même temps humide et contient des cendres en proportions assez considérables. L'expérience était donc particulièrement intéressante. Le résultat de ce premier essai a été très concluant au point de vue de l'utilité de la combustion renversée. Nous avons pu faire marcher le moteur en appel direct, par conséquent sans ventilateur, et je crois qu'avec une hauteur de combustible suffisante, on obtient une épuration convenable lorsque les soupapes du moteur sont disposées pour ne pas craindre un gaz imparfaitement épuré, c'est-à-dire, par exemple, quand elles sont verticales, quand on peut envoyer quelques gouttes d'essence pour empêcher la tige de la soupape de se coller sur la douille de guidage, et quand les moteurs ne marchent que de jour et peuvent être visités par conséquent après chaque arrêt. Nous ne procédons plus aujourd'hui de la même manière, et, quand il s'agit d'allumer le gazogène, nous ne mettons le charbon frais que sur une couche de coke reposant sur du mâchefer, de façon à créer artificiellement la zone nécessaire à la réduction. Nous avons donc employé le gaz de lignite pendant une dizaine de jours sans nettoyer les soupapes des moteurs. C'était un gaz très pur. Nous consommions, en moyenne, 50 kilog. de lignite à l'heure. A la suite de cet essai, les soupapes du moteur étaient parfaitement propres. Le combustible employé ensuite fut de la tourbe qui m'avait été expédiée de Saint-Pétersbourg par les Usines franco-russes. Cette tourbe contenait environ 25 p. 100 d'humidité. Elle était en pains d'environ 40 centimètres de long, à section carrée, telle qu'on coupe la tourbe à la bêche dans les exploitations. C'était donc de la tourbe brute, dont la densité était 0,625. Sa composition était très voisine de celle du bois. Ce combustible a donné des résultats remarquables. Le gaz était absolument pur et nous avons pu l'employer pendant une dizaine de jours sans avoir à recueillir aucun goudron. On pouvait conduire le gazogène à son gré. Les morceaux de charbon de tourbe que l'on recueillait dans le joint hydraulique étaient complètement carbonisés, et il suffisait de les verser à nouveau dans le sommet du gazogène. On comprend l'avantage de la combustion renversée pour les combus-

tibles comme la tourbe, ou le bois qui en diffère si peu, qui produisent par la distillation des cokes qui se tiennent bien. La séparation des cendres et des cokes se fait tout naturellement dans le joint hydraulique où le charbon de tourbe, comme le charbon de bois, monte à la surface de l'eau, et il n'y a pas à craindre qu'en enlevant trop rapidement les impuretés par le bassin d'eau, on fasse un déchet sensible. Le même avantage n'existe pas avec les charbons, surtout avec les combustibles pulvérulents, et, pour l'emploi de ceux-ci, il faut faire très attention de ne pas enlever trop rapidement les mâchefers dans le joint d'eau, sans quoi l'on fait descendre du coke et du charbon imparfaitement brûlés dans la cuve, et l'on risque ainsi d'avoir une combustion incomplète, ce qui est très préjudiciable pour le rendement de l'appareil. Nous avons fait ensuite un essai assez long et fort intéressant à différents points de vue. Nous avons employé, à la suite l'un de l'autre, sans rien modifier à l'installation, du charbon de Marles et du charbon de Seraing, qui sont cependant tous deux fort différents. Nous avons, pour la première fois, employé ces deux charbons à l'état de tout-venants contenant pas mal de fines et nous avons ainsi marché pendant seize jours et quinze nuits sans arrêt. Pendant les douze premiers jours, nous employions le charbon de Marles, l'un des plus riches en produits volatils du Pas-de-Calais. L'expérience s'est effectuée sans aucune difficulté, et il a été constaté, au bout des douze jours, que les soupapes du moteur à gaz étaient en parfait état de propreté. Il avait été pris plusieurs échantillons de gaz dont la composition moyenne a été la suivante :

CO	14,7	Pouvoir calorifique : 1.260 calories.
H^2	15	
CH^4	3,7	
CO^2	5,5	
O^2	1.9	
N	59,2	

Il a été fait, pendant cet essai, un relevé des quantités de charbon consommées correspondant au travail effectif fourni par la dynamo. En soixante heures, il a été chargé 1.718 kilog. de charbon, qui ont fourni au grand compteur à gaz 6.907 mètres cubes, dont 2.473 ont été employés dans le moteur à gaz pour produire 782 kilowatts. La consommation par kilowatt serait donc de :

$$\frac{1.718 \times 6.907}{782 \times 2.473} = 780 \text{ grammes,}$$

ce qui correspond, pour un rendement de 83 p. 100 de la dynamo employée, à une consommation de 480 grammes par HP. Ce chiffre peut être considéré comme un maximum, parce que, comme je l'ai déjà dit, ce gazogène d'expériences n'est pas établi pour un bon rendement ; ses parois, notamment celles du bas, sont mal protégées ; en outre, dans cet essai de charbon de Marles, on n'a pas cherché à utiliser le coke que l'on recueillait avec les cendres dans le joint d'eau. Un essai cependant qu'il convient de citer, à cause de ses importantes conséquences, est celui que j'ai fait tout récemment du coke, des poussiers de coke et même du fraisil des boîtes à fumée de locomotives. Les mâchefers ne se soudaient pas, et ce que l'on retirait, au bas de la cuve, était simplement de la boue.

Gazogène à aspiration de la Société anonyme des moteurs à gaz A. Bollinckx (*Revue industrielle, 23 janvier, p. 35*). Le foyer consiste (fig. 96) en un cylindre A en tôle ou en fonte garni intérieurement d'une cuve C en pierres réfractaires reposant sur une base B en fonte portant la grille. Un cône D, chargé de maintenir la hauteur du combustible, est fixé dans le haut du foyer et surmonté d'un couvercle portant la trémie E de chargement. Les gaz chauds provenant de la combustion se dirigent vers la chaudière F et servent à produire la vapeur nécessaire au gazogène. Cette chaudière se compose de tubes Field G, donnant une vaporisation rapide et une absorption presque complète de la chaleur produite par le foyer. Les gaz, ayant traversé la chaudière, se dirigent dans la boîte H à joint hydraulique avant d'entrer au scrubber ; en barbotant dans l'eau, ils subissent un nouveau refroidissement et abandonnent une partie du goudron qu'ils contiennent. De là, ils se dirigent dans le scrubber I où se trouve du coke arrosé continuellement d'eau pour enlever les dernières traces de poussières et compléter le refroidissement. Le joint hydraulique H empêche aussi les gaz de retourner vers le foyer et se prête à la formation d'une réserve de gaz. Pour activer le foyer lors de la mise en marche du gazogène ou lors de l'allumage, on insuffle de l'air sous la grille, au moyen du ventilateur à main V. Il y a donc une seconde entrée sous la grille outre celle qui amène l'air et la vapeur. Toutes deux peuvent être obstruées par des vannes. Pour pouvoir évacuer les produits de la combustion, qui au début de l'allumage sont impropres à l'alimentation du moteur, on a disposé entre la chaudière et le joint hydraulique un branchement formant une cheminée et pouvant être ouvert ou fermé à volonté à l'aide d'un robinet J. Pour allumer le gazogène, on ouvre le robinet de la cheminée et on remplit à demi le foyer de bois et de copeaux. On ajoute 3 ou 4 kilog. d'anthracite et on met le feu aux copeaux. On tourne alors aux ventilateurs V d'une façon régulière, à raison de 80 tours par minute environ, sa vanne étant ouverte, tandis que celle d'admission d'air et de vapeur K est fermée ; puis une fois le feu bien allumé, on remplit le gazogène d'anthracite jusqu'à la trémie. Au bout d'une dizaine de minutes, l'activité dans le foyer doit être suffisante et on s'assure que le gaz est bon en ouvrant le robinet A, qui se trouve sur la chaudière, sans cesser de tourner au ventilateur. On essaie d'allumer le gaz qui sort de ce robinet. Si la flamme a une

teinte bleue, le gaz est bon, si la teinte est orangée, il est très bon. On ouvre alors le robinet d'essai qui se trouve près de la clef de gaz du moteur. On ferme le robinet de la cheminée J et on continue à tourner au ventilateur 3 ou 4 minutes. Au bout de ce temps, on essaie d'allumer le gaz, au robinet d'essai, en ayant soin, bien entendu, de ne pas cesser de tourner au ventilateur. Si le gaz brûle sans s'éteindre, lorsqu'on retire l'allumette, le moteur peut être mis en marche. L'encombrement est restreint : un gazogène de 20 chevaux n'occupe pas 2 mètres carrés.

Les gazogènes, d'après M. H.-M. Martin (*Traction and Transmission, novembre, p. 150*). Le procédé Mond a réalisé un grand progrès dans la fabrication du gaz pour moteurs ; il consiste, en principe, à brûler le combustible par un mélange d'air et d'une masse de vapeur considérable : environ 2 tonnes par tonne de combustible, pour que la température ne passe guère le rouge sombre, ce qui évite la formation des scories et la décomposition de l'ammoniaque formée par l'azote du combustible et l'hydrogène de la vapeur d'eau. (Voir *Revue de Mécanique, janvier 1901, p. 50* et *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, octobre 1897, p. 1353*). La composition du

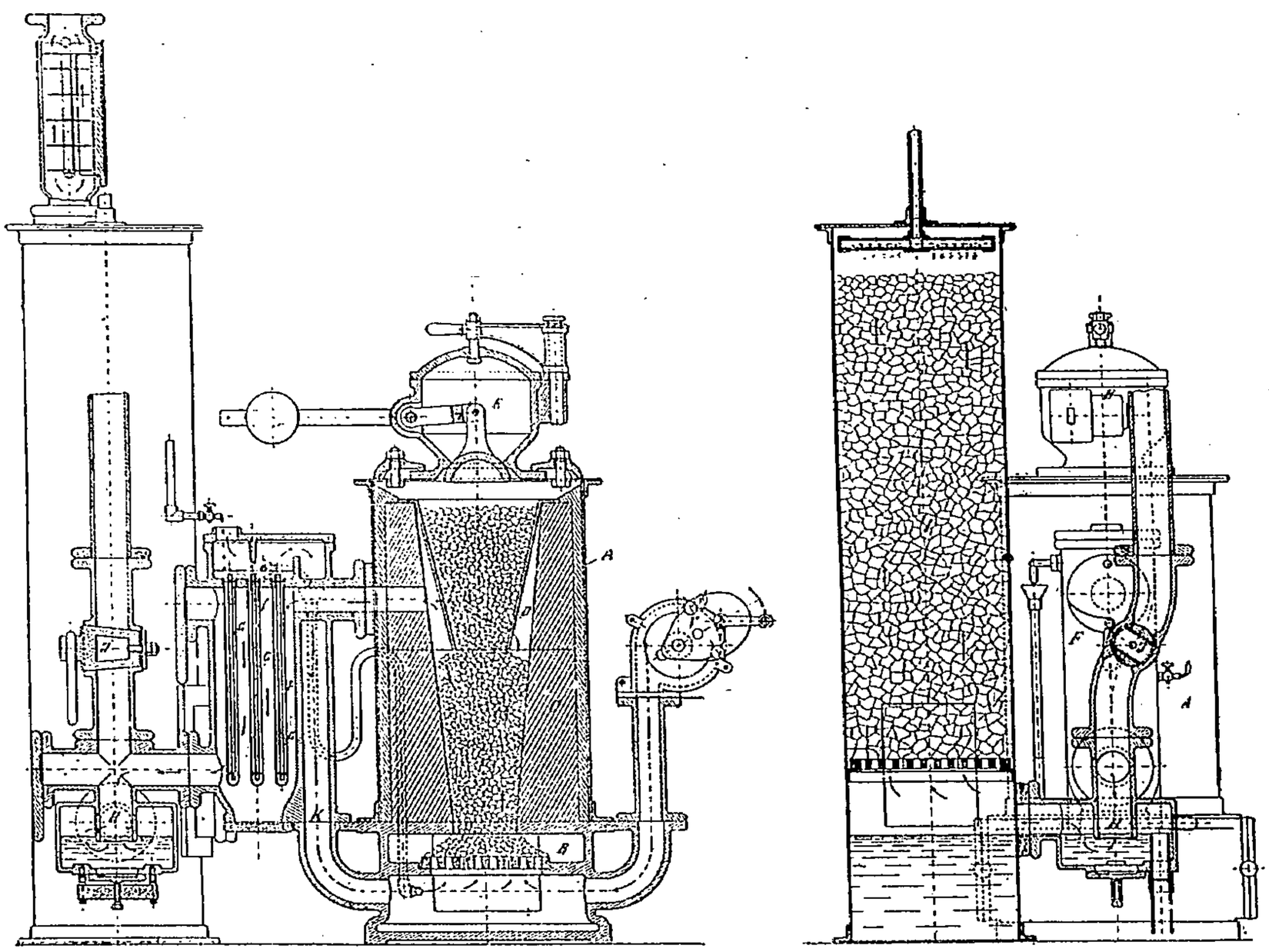


Fig. 96. — Gazogène *Bollinckx*.

gaz Mond est, en moyenne de CO^2, 17,8 p. 100, CO, 10,5, éthylène, 0,7, méthane 2,6, H 24, 8, Az 43,6 p. 100 ; la valeur du sulfate d'ammoniaque récupéré est d'environ 5 fr. 60 par tonne de combustible, qui fournit environ 4.250 mètres cubes d'un gaz à 1.200 calories, de sorte qu'il en faut dépenser environ 2 mètres cubes par cheval-heure dans les grands moteurs. Les appareils Mond se prêtent très facilement aux variations de débit les plus extrêmes ; une installation établie pour une dépense normale de 10 tonnes de charbon par 24 heures peut se réduire à une dépense de moins d'une tonne en 8 jours, puis repartir en quelques minutes au régime normal ; la main-d'œuvre est presque nulle : 5 hommes pour une installation de 10.000 chevaux dans les usines de la Compagnie Castner Kellner. Les fig. 97 représentent une installation brûlant 120 tonnes de charbon par jour, suffisante pour 12.000 chevaux ; elle comprend 7 gazogènes, dont un de rechange, groupés de chaque côté des laveurs, alimentés par élévateurs et conveyeurs, avec leurs tours à air, à gaz et à acide ; surface totale occupée 1.800 mètres carrés. Aux usines Castner, avec 5 gazogènes de 2.000 chevaux, le gaz alimente un moteur Kortong de 700 chevaux, des chaudières fournissant de la vapeur à une station électrique, et des évaporateurs ; cette station fournit 20.000.000 kilowatt-heures par semaine, avec 16 dynamos de 500 kilowatts, que l'on se propose d'actionner entièrement par des moteurs à gaz Mond. Le prix élevé du sulfate d'ammoniaque récupéré : 250 francs la tonne, permet d'abaisser

extrêmement le prix du cheval-heure, par exemple à 2 cent. 6 et 3 cent. 4 pour une station de 20.000 chevaux marchant constamment en pleine charge ou en charges variables équivalant à la demi-charge. Cette dépense s'élève à 6 et 7 centimes pour une station de 1.000 chevaux, marchant dans les mêmes conditions, mais sans récupération de l'ammoniaque ; cette récupération ne devient commercialement possible que pour des puissances de 3.000 chevaux au moins. L'on peut aussi employer avantageusement les gazogènes Duff, analogues à ceux de Mond (*Revue de Mécanique juillet 1903, p. 97*). — **Gazogène Pierson** (*Engineering, 20 novembre, p. 696*). Pour petites installations, par aspiration directe du moteur. Le gazogène B (fig. 98) à chaudière A, renferme assez de combustible pour une douzaine d'heures, et cette capacité peut s'augmenter par l'addition d'une trémie en E ; du gazogène, le gaz passe au refroidisseur H, à collecteur de poussières J, et circula-

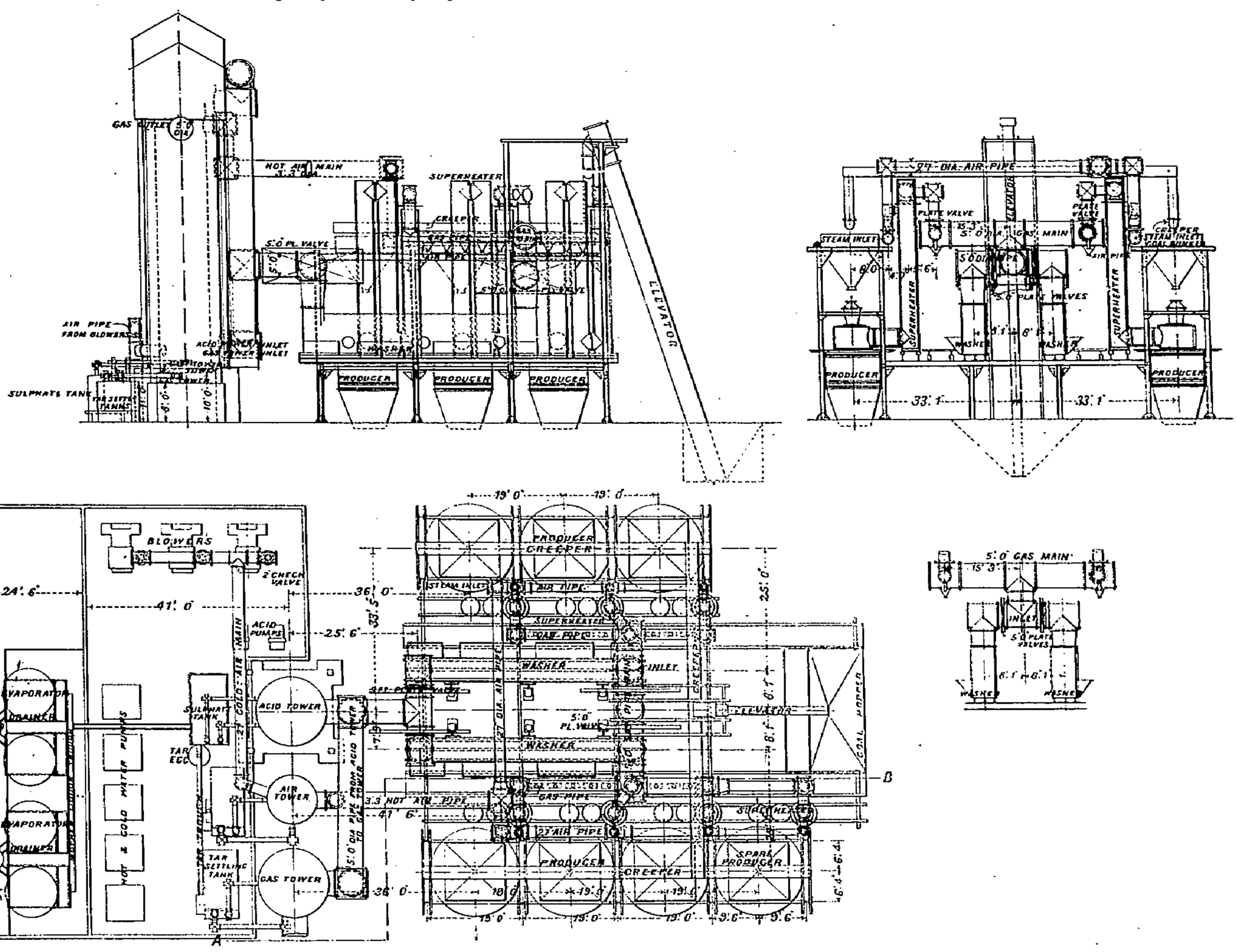


Fig. 97. — Installation de gazogènes *Mond* de 12.000 chevaux.

tion d'eau *l*, I arrosant le scrubber K, traversé par les gaz de L en M ; de ce scrubber, l'eau s'évacue par le siphon *v*O et le gaz par l'épurateur N, d'où il se rend à l'aspiration du moteur. L'allumage du gazogène se fait par le ventilateur P, qui en aspire l'air par le robinet à 3 voies *g*, lequel ouvre sur la machine dès que le gazogène est allumé. Le tube *m* maintient le niveau d'eau constant en A et la vapeur de A est aspirée en C, avec l'air, dans le gazogène ; il n'y a pas de grille, le charbon reste en partie sur C, en partie sur la sole en briques T du châssis U. Pour ne pas éteindre le feu, il faut proportionner le débit de la vapeur à la puissance de la machine ; à cet effet, le scrubber communique par un clapet *q*, s'ouvrant à l'aspiration du moteur, avec un récipient V, à diagramme W ; lorsque le moteur travaille en plein, avec de fortes aspirations de gaz, il ouvre en grand à chaque aspiration, par le renvoi XY*u*, à ressorts réglables *b* et *c*, l'admission de vapeur R, tandis qu'en marche faible, le vide en V est vite détruit par le reniflard *d*. Le tisonnage du feu se fait facilement en Z, sans troubler l'arrivée de l'air et de la vapeur. La résistance de ce gazogène à

l'aspiration est très faible : d'environ 0 kg. 007 par centimètre carré. Ce gazogène peut fonctionner avec des charbons maigres contenant de 10 à 12 p. 100 de cendres et autant de matières volatiles. — **Gow** (*Brevet américain 742412 de 1903*). Permettant de produire un mélange, graduable à volonté, de gaz de gazogène, de gaz à l'eau et de gaz de distillation. L'appareil étant froid, on chauffe au feu de bois les gazogènes A' et A (fig. 99), puis on les charge de coke. On ouvre les robinets $V'V^2$ et V^3, ferme V^4V^5 et V^6, et on souffle, du ventilateur B', de l'air aux gazogènes par les tuyaux P^5 et P^7 ; le gaz de gazogène ainsi produit est brûlé par une admission d'air au-dessus du combustible,

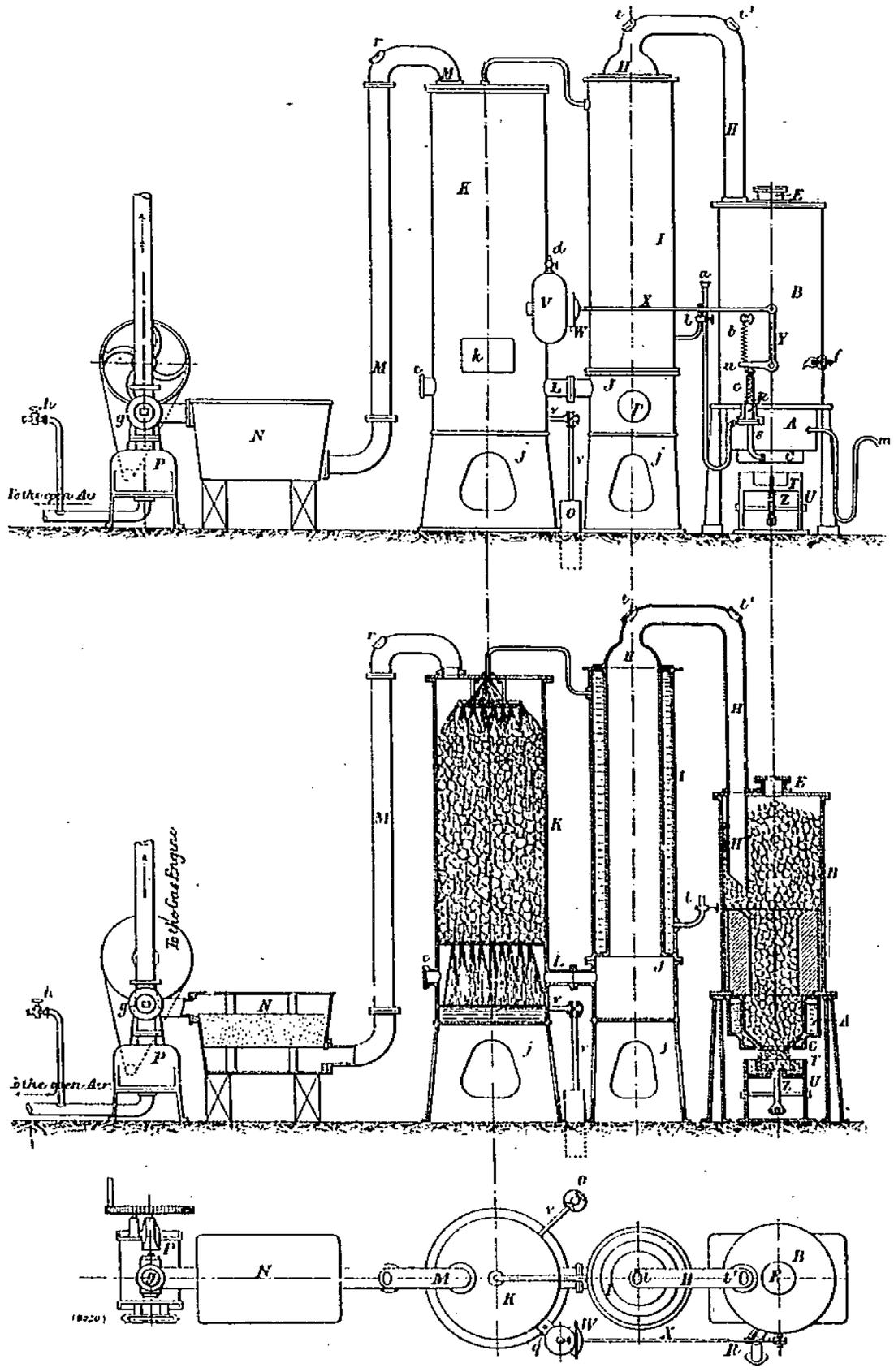


Fig. 98. — Gazogène *Pierson*.

par P^2, de l'air amené de P^8. Les produits de cette combustion passent, par P^2, dans le four S^3 dont ils chauffent les briques et dont ils sortent, par P^3, au travers du réchauffeur d'air H' et de l'échappement P^4, dans l'atmosphère. Quand la masse du coke des gazogènes est ainsi amenée à l'incandescence, l'on arrête B', ferme V' et V^2, ouvre V^5V^6 et V^7 et met en train le ventilateur B^2 ; ce ventilateur fait circuler le mélange d'air et de gaz brûlés qui remplit alors l'appareil par $A^2O^2P^9$ et la chaudière E dont la vapeur passe dans le gazogène A', par P^1O, pour y former, avec son coke incandescent, du gaz à l'eau, qui s'en va, par P', rejoindre la circulation générale. On laisse alors tomber, par la trémie K, dans le gazogène A^2, du charbon convenablement broyé, qui, saisi par les gaz très chauds de S, se transforme immédiatement en coke ; les produits volatils qui en résultent traversent de bas en haut le gazogène et s'y transforment en très grande partie en carbone et en hydrogène, puis ce gaz de distillation se joint à celui qui se trouve déjà en circulation. Quand la température

du gazogène A′ devient trop basse pour la production du gaz à l'eau, on lui coupe la vapeur, ouvre V^4

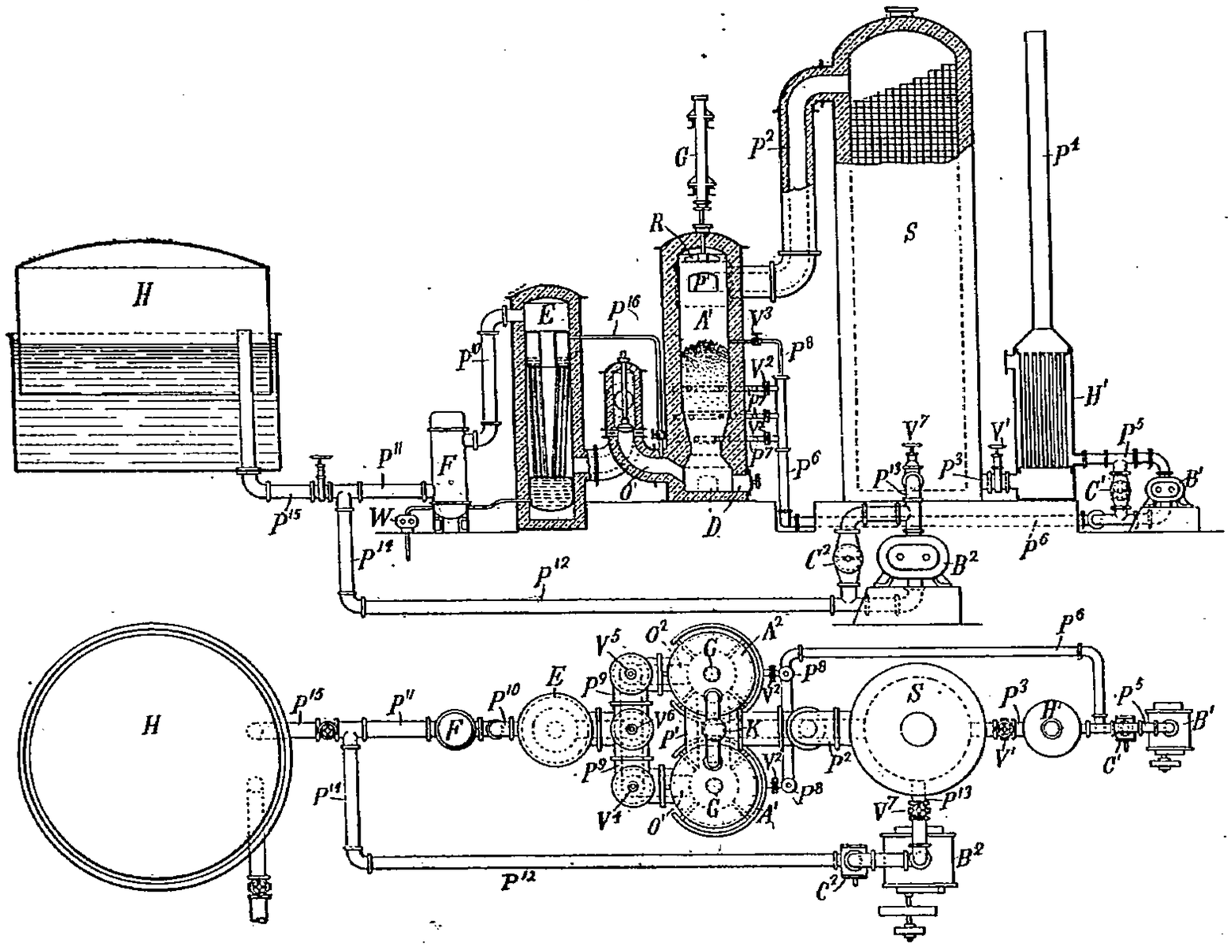


Fig. 99. — Gazogène *Gow*.

et ferme V^6, on admet la vapeur au gazogène A^2, encore très chaud et du charbon en A′, où il distille

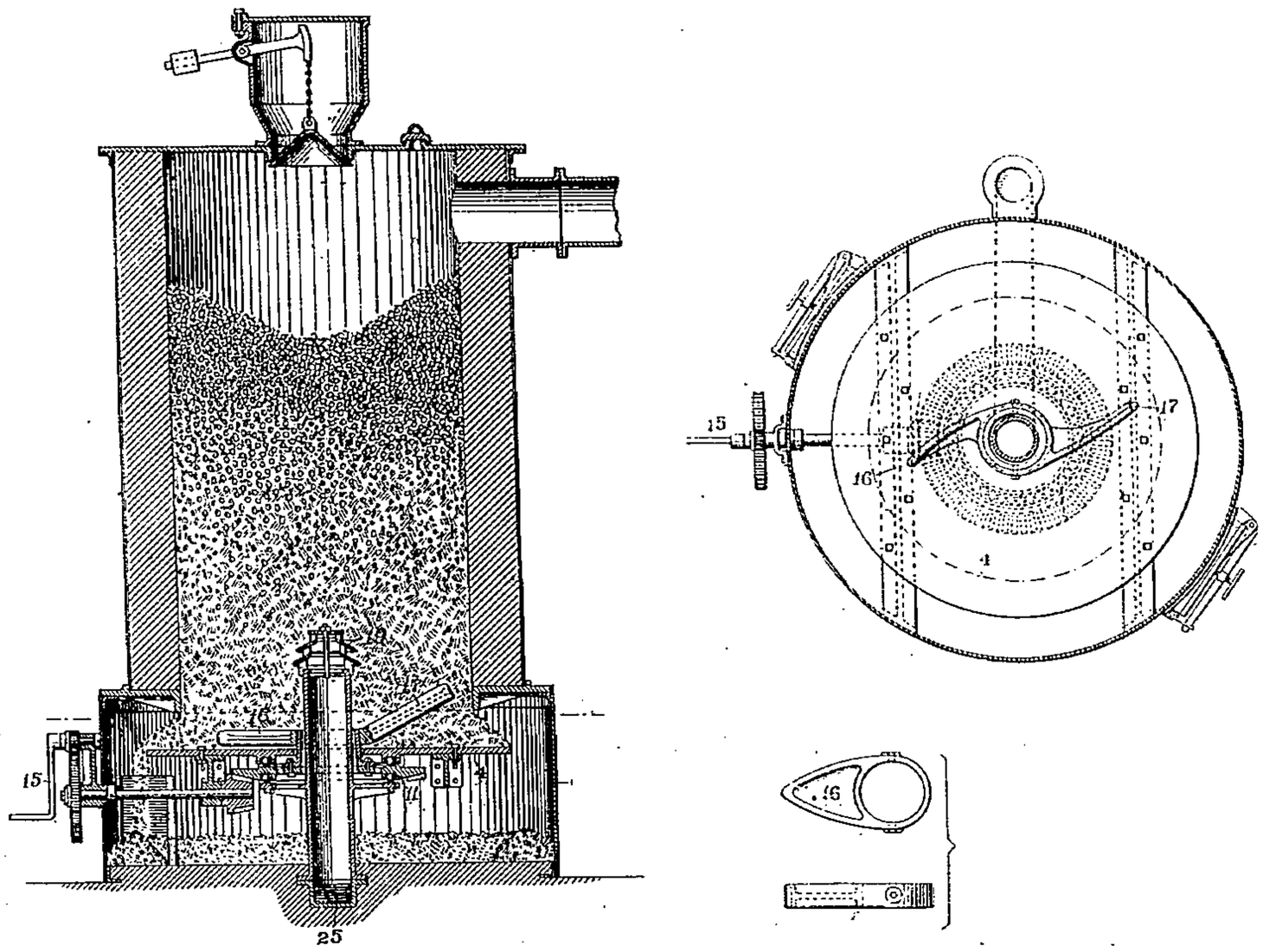


Fig. 100. — Gazogène *Gow*.

comme précédemment en A^2. Lorsque les deux gazogènes se sont refroidis, on arrête la vapeur et

l'alimentation du charbon, on ferme V^4 et V^6. Le four S est alors plein de gaz, que l'on chasse par une refoulée de gaz à l'eau produit en faisant souffler B^2 par la dérivation C^2, puis on ouvre V' et ferme V^7; les deux gazogènes sont alors ressoufflés à l'incandescence et l'opération recommence. La dérivation C^2 permet de régler la circulation des gaz, qui varie, en P^{12}, en raison inverse de son ouverture. Dans chaque gazogène, le fouloir R, commandé par un cylindre hydraulique G, permet de tisonner le combustible. On peut, par ce procédé, produire un gaz très combustible, ne renfermant que très peu d'acide carbonique ou un grand volume de gaz peu combustible en admettant de l'air de B' au gazogène en même temps que de la vapeur d'eau. Les chambres en briques réfractaires X' et X^2 servent, l'une, alternativement, à absorber l'excès de chaleur des gaz allant à la chaudière et à son réchauffeur d'alimentation F, et l'autre, à restituer cette chaleur en surchauffant la vapeur; elles arrêtent, en même temps, une partie des poussières de cendres et de charbon. (*Brevet américain 739305 de 1903*). A tuyère centrale avec capuchon diffuseur 19 (fig. 100) et plaque 11 roulant sur billes, et entraînant deux bras 16 et 17, servant au décrassage des scories écrasées par 17 et refoulées par 16 sur les bords de la plaque fixe 4. L'on peut aussi remplacer ces deux bras par un

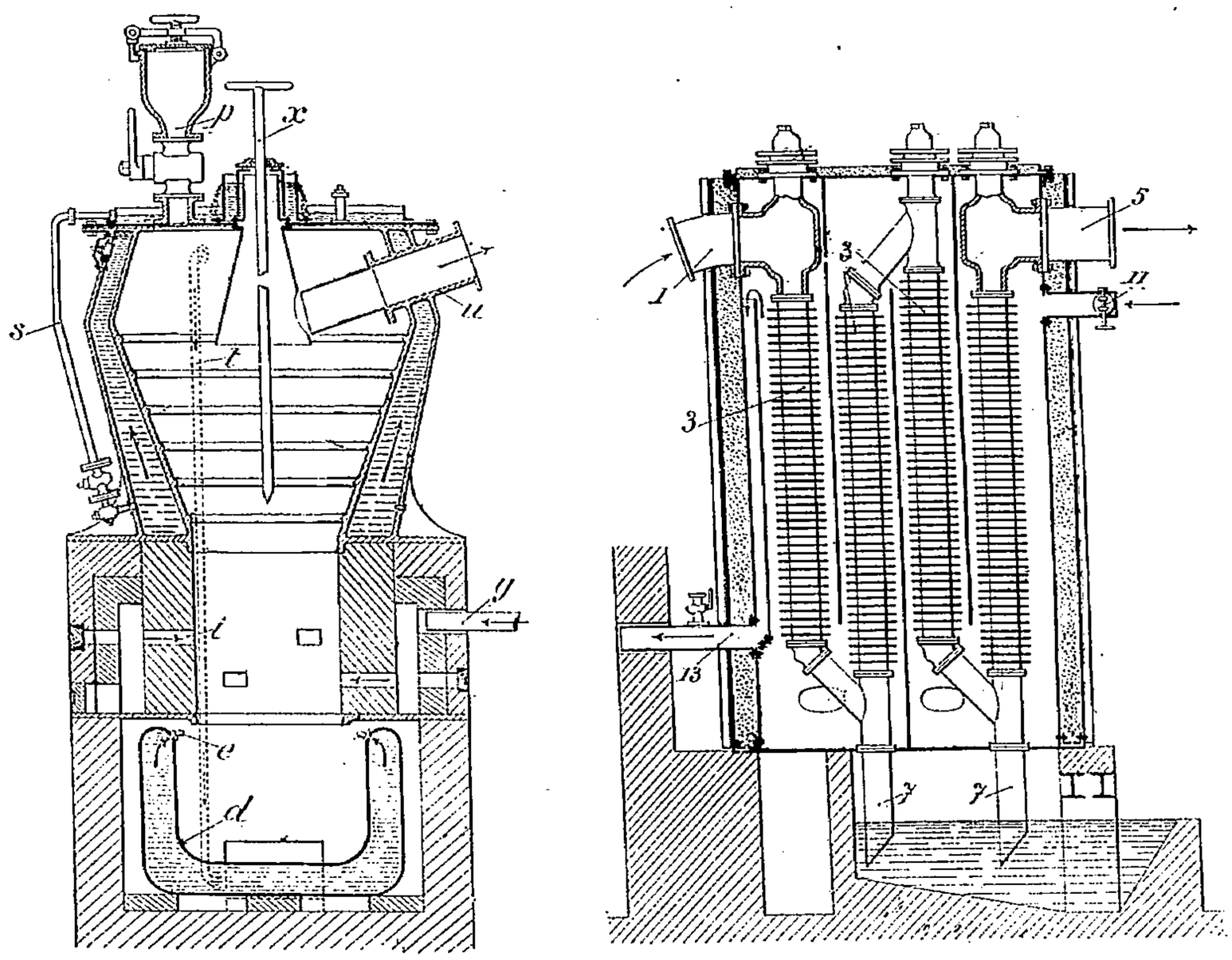


Fig. 101. — Gazogène *Maréchal et Barrière.*

seul, 16, de la forme fig. 100, que l'on fait osciller au point de la plaque qu'il faut particulièrement décrasser en cas d'allure non uniforme du feu. On obtient ainsi, en tournant de temps en temps 11, par la manivelle 15, une descente régulière du combustible avec une faible perte et en réduisant la formation des scories. Construits par la compagnie *Westinghouse.*

Gazogène Maréchal et Barrière, 42 rue de Trévise, Paris (*Brevet anglais 12477 de 1903*). Le charbon est chargé en *p* (fig. 101) dans une cornue en fonte entourée d'eau circulant aussi, par *s* et *t*, dans la chaudière *d*, dont la vapeur se mêle, par les jets *e*, au feu entretenu par les appels d'air des tuyères *i*, auxquelles il arrive par *y*, après avoir léché de 11 à 13 (fig. 101) les tubes 3 d'un récupérateur qui reçoit, de *u*, en *l*, les gaz du gazogène et les évacue en 5, après qu'ils se sont débarrassés en 7 de leur goudrons et cendres; le tisonnage se fait par *x*. — **Withfield**, Anglezarke, Kettering (*Brevet anglais 14077 de 1902*). Pour gaz à grande puissance calorifique. A grille inclinée C (fig. 132) plongeant dans l'eau. et recevant son air au centre, en E, chaque barreau creux étant ouvert sur B et sur E; ces barreaux sont plus écartés du côté gauche de la grille, de manière à déterminer sur la paroi gauche du gazogène une combustion plus vive et un plus grand appel d'air, qui amène les goudrons volatilisés en H, d'où ils sont aspirés par l'injecteur I et refoulés au foyer

en G, dans la zone incandescente. Dans cette zone, la vapeur d'eau se décompose, ainsi que les hydrocarbures ; les produits moins volatils sont de même ramenés au foyer par une seconde circulation MM'N ; les gaz s'évacuent par F ; les orifices de la grille du côté droit sont juste suffisants pour maintenir l'incandescence.

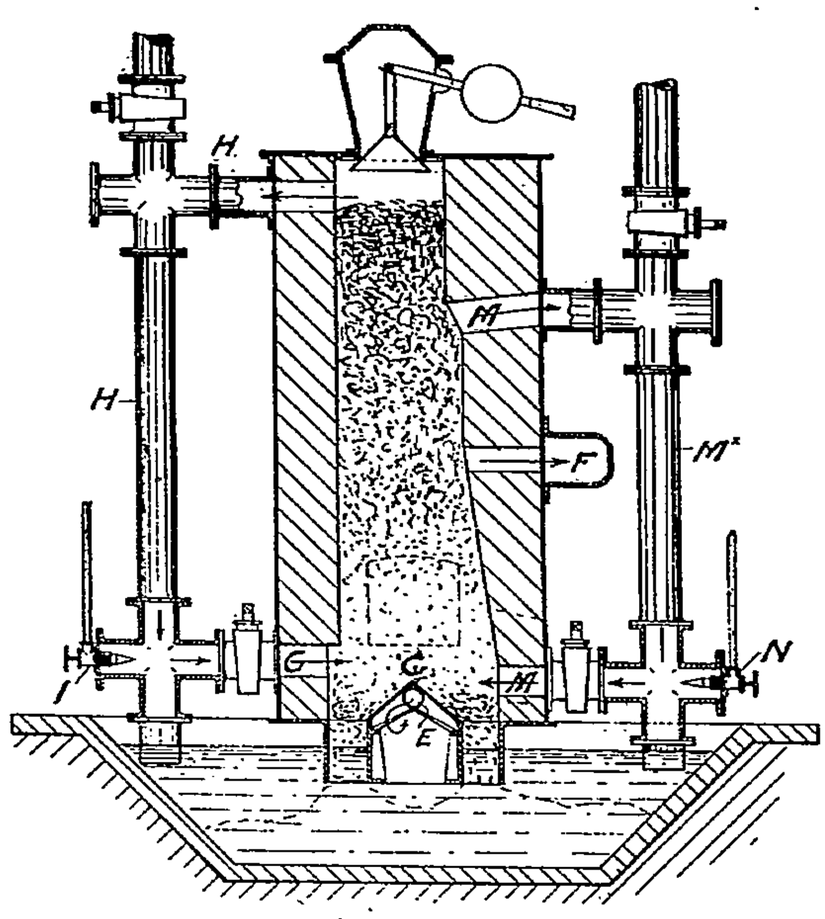


Fig. 102. — Gazogène *Withfield*.

Gazogène Catier, Boussois, Nord (*Brevet anglais 19929 de 1903*). Avec sole de hauteur réglable (fig. 103) par 54-30-31 et recevant l'air de 86 par une grille centrale ; cet air est aspiré directement par le moteur. Le fond du gazogène est rafraîchi par une circulation d'eau qui passe à la chaudière dont la vapeur se rend en 43, d'où elle est aspirée à chaque aspiration du moteur, en 46. Des robinets conjugués 47 et 48 règlent le rapport de la vapeur à l'air. Les gaz passent de 26 au laveur 69 par la chaudière à tubes 52, facilement démontable pour en enlever les dépôts, et à cheminée 63, par où les gaz s'évacuent lors de la mise en train. Les grosses impuretés entraînées par le gaz tombent en 65 ; au sortir du laveur, le gaz est séché en 70 et passe au moteur par 73 et la cloche 75, avec indicateur de vide 77.

Le chargement se fait par une trémie à deux clapets rôdables avec tiges inclinées 25 pour répartir uniformément le combustible. — **De la Schweizerische Locomotiv und Maschinenfabrik**, Winterthur, Suisse (*Brevet anglais*

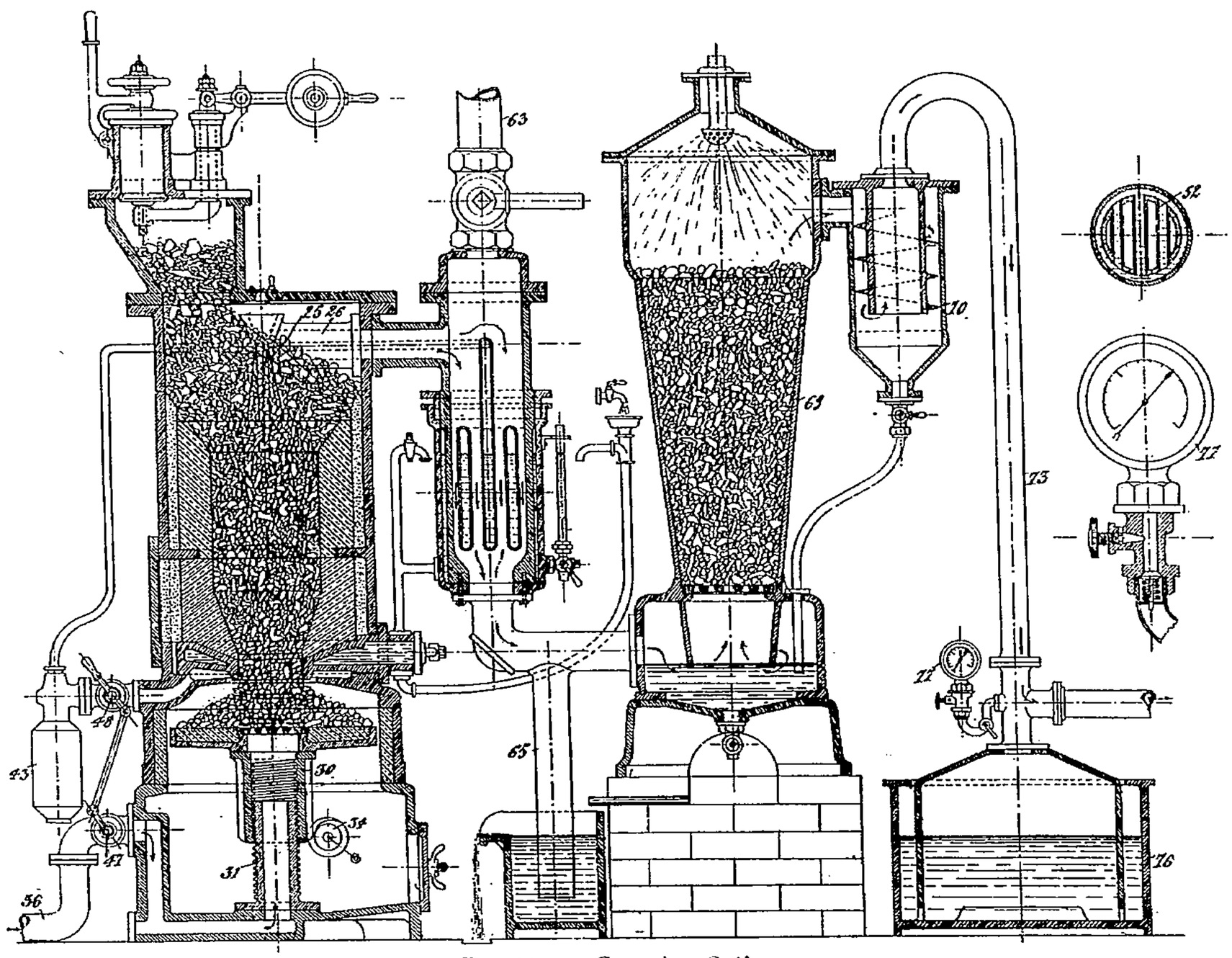


Fig. 103. — Gazogène *Catier*.

5798 de 1903). Le gazogène étant en train, on ouvre la valve U (fig. 104) et on met le gazogène, par

14, en communication avec le moteur, suivant le trajet 6-9-10-S ; l'air entre par 1-L-2V345-R chauffé par les gaz en 9. A chaque aspiration, un vide se transmet en 17, soulevant le diaphragme 16 et admettant de l'eau par 19-21 à la chaudière V, dont la vapeur se mêle à l'air aspiré. Ce mélange d'air et de vapeur s'échauffe par son passage en 3-4-5 avant d'arriver à la grille R et le réservoir W permet de régler l'admission de l'eau en quantité juste suffisante. Un ventilateur 23 sert à la mise en train.

Graissage Crossley (*Brevet anglais 22249 de 1902*). Le récipient C (fig. 105) qui renferme la graisse ou l'huile lourde de graissage, est entouré d'une enveloppe E, réchauffée par l'eau de circulation

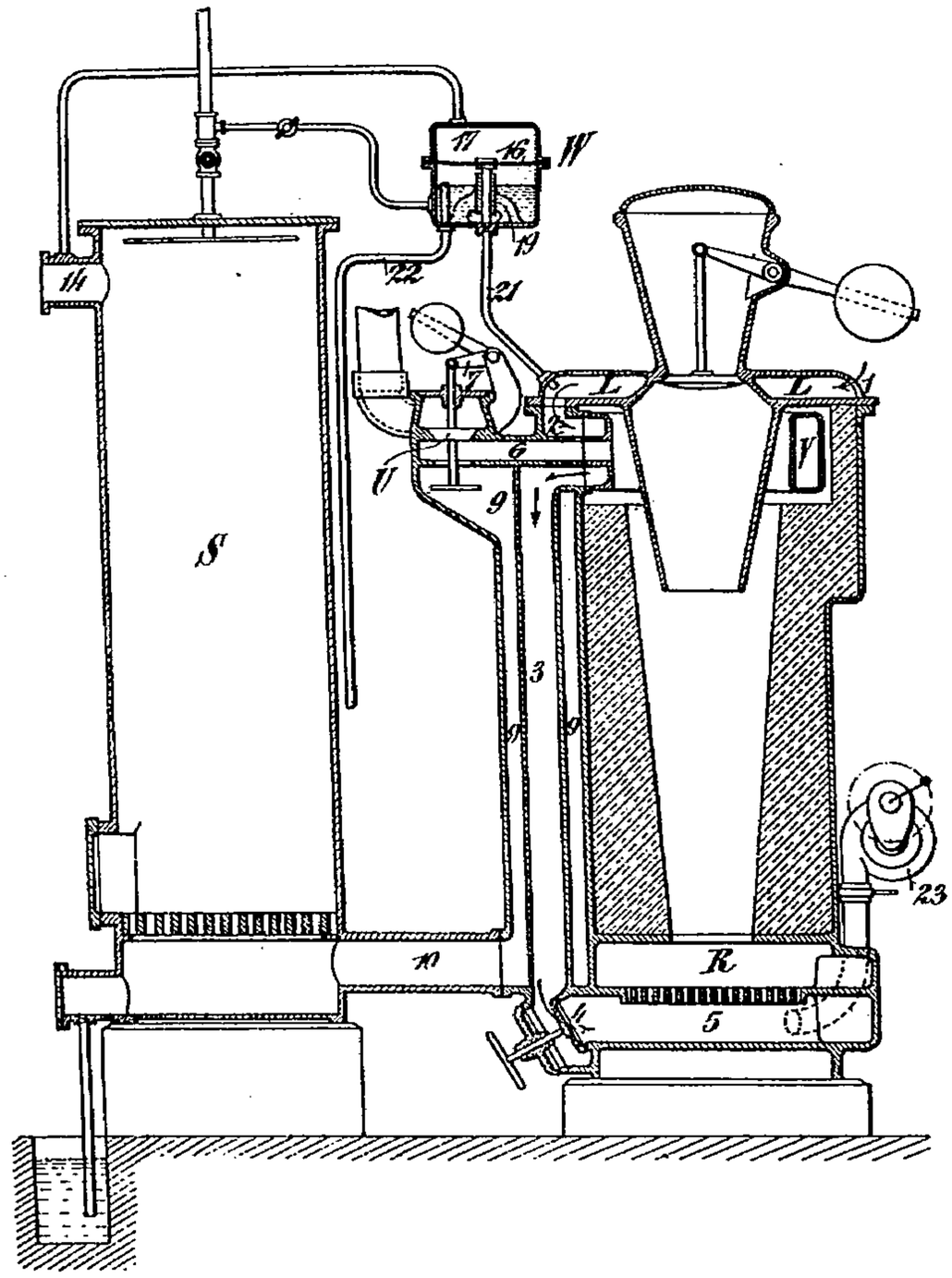


Fig. 104. — Gazogène *de Winterthur*.

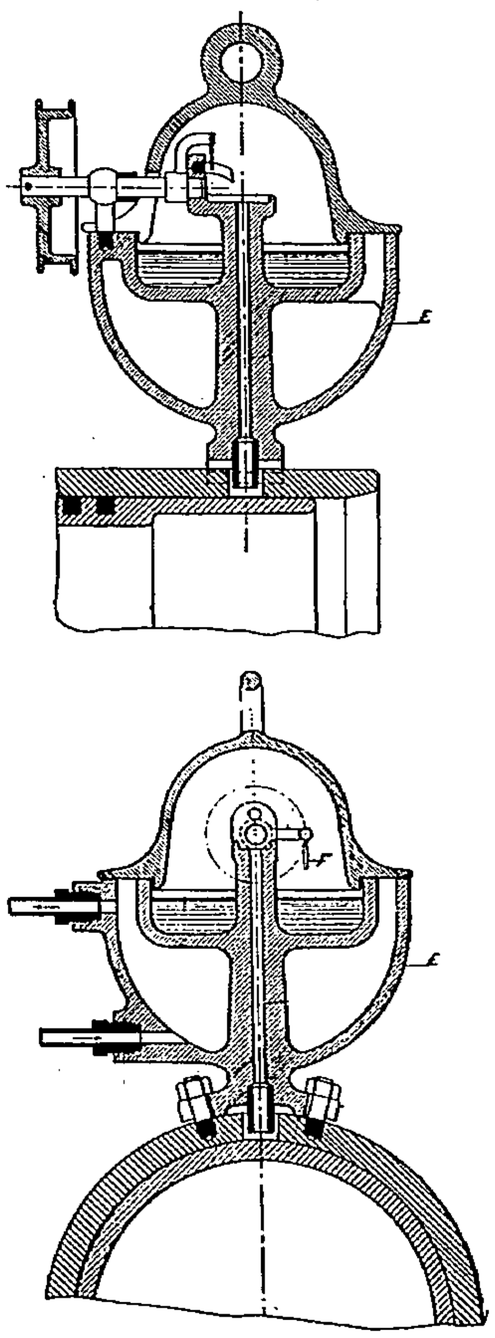


Fig. 105. — Graissage *Crossley*.

ou par une dérivation de l'échappement qui en assure la fluidité. La distribution de cette huile se fait par un lécheur F.

MOTEURS A PÉTROLE Crossley (*Automotor, 13 février, p. 173*, et *The Engineer, 12 février, p. 153*). A quatre cylindres (fig. 106) coulés deux par deux avec leurs enveloppes d'eau de longueur telle que les segments dépassent ces enveloppes au bas de course des pistons ; les soupapes et chambres de combustion sont aussi complètement enveloppées. La chambre des manivelles B est en aluminium ; en deux parties avec cloison C et alésages pour recevoir les viroles D des cylindres fendues pour le passage des bielles assez largement pour laisser l'huile arriver aux pistons F. Cette chambre B est fixée au châssis de l'automobile par les bras GG. Les arbres de distribution sont enfermés dans des chambres H, avec regards K et bossages K' et K² pour le drainage et le niveau d'huile. Les soupapes d'admission et d'échappement sont disposées symétriquement de chaque côté de l'arbre moteur. L'allumage se fait, pour chaque cylindre, par deux bougies ; une de basse tension, au-dessus de la soupape d'admission, et l'autre de haute tension, au-dessus de la soupape d'échappement, au cas échéant. Un robinet d'indicateur M permet d'introduire de la paraffine pour le nettoyage des segments qui sont au nombre de 5 par piston. L'arbre moteur, en acier au nickel et de portées de 115 millimètres de long pour un moteur de 22 chevaux, porte un volant alésé sur plateau N. Les soupapes d'admission sont en acier au nickel et celles d'échappement en bronze spécial. Le graissage des portées de l'arbre se fait par des anneaux tournant dans des bains d'huile, d'où cette huile se

répand dans la chambre des manivelles. L'arbre de distribution est commandé par vis sans fin et pignons hélicoïdaux, ainsi que la magnéto d'allumage et la pompe de circulation ; l'arbre de cette

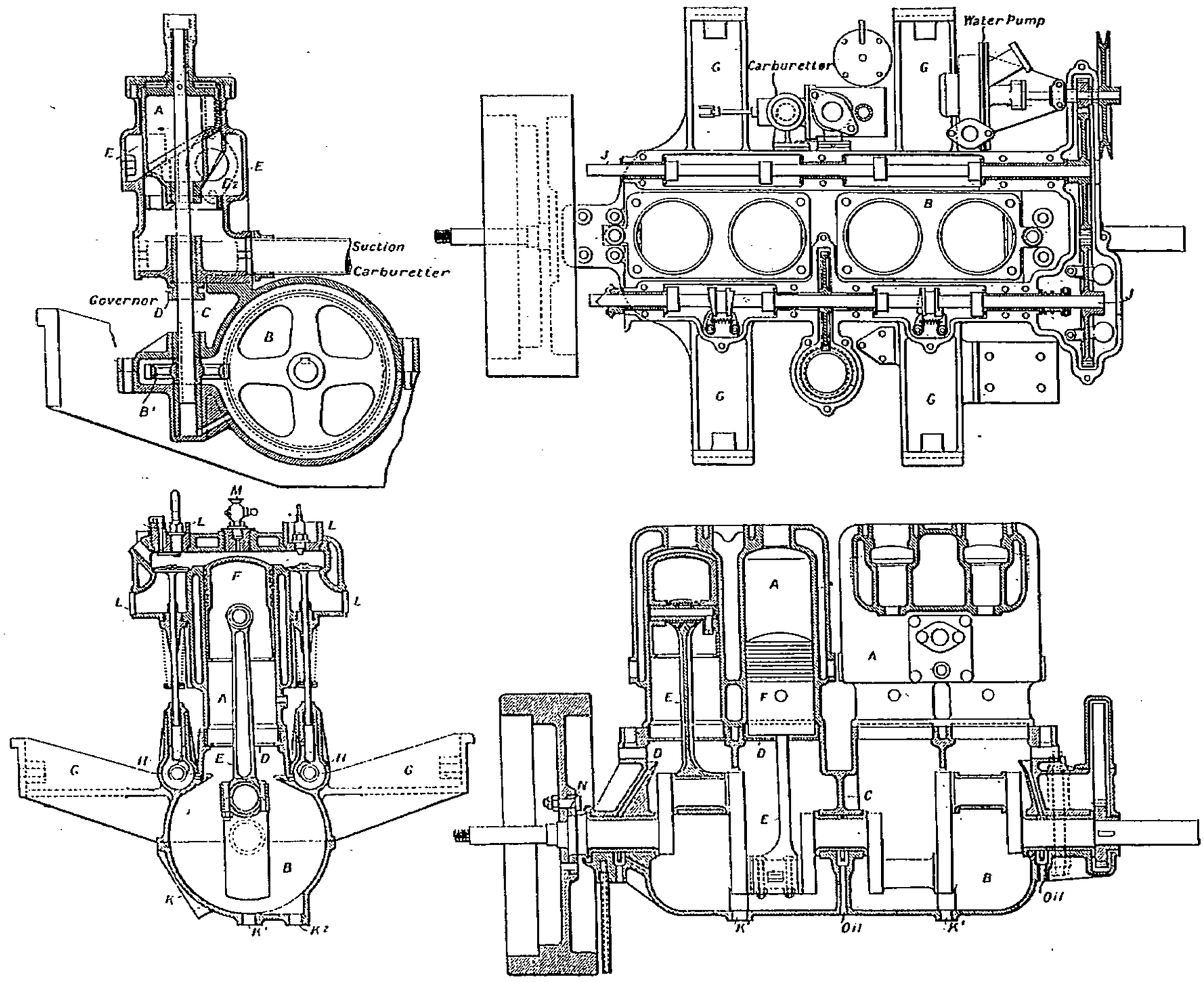


Fig. 106 à 109. — Moteur à pétrole *Crossley*. Ensemble et détail du réglage.

pompe, qui tourne à moitié vitesse du moteur, porte aussi le ventilateur de refroidissement. Le

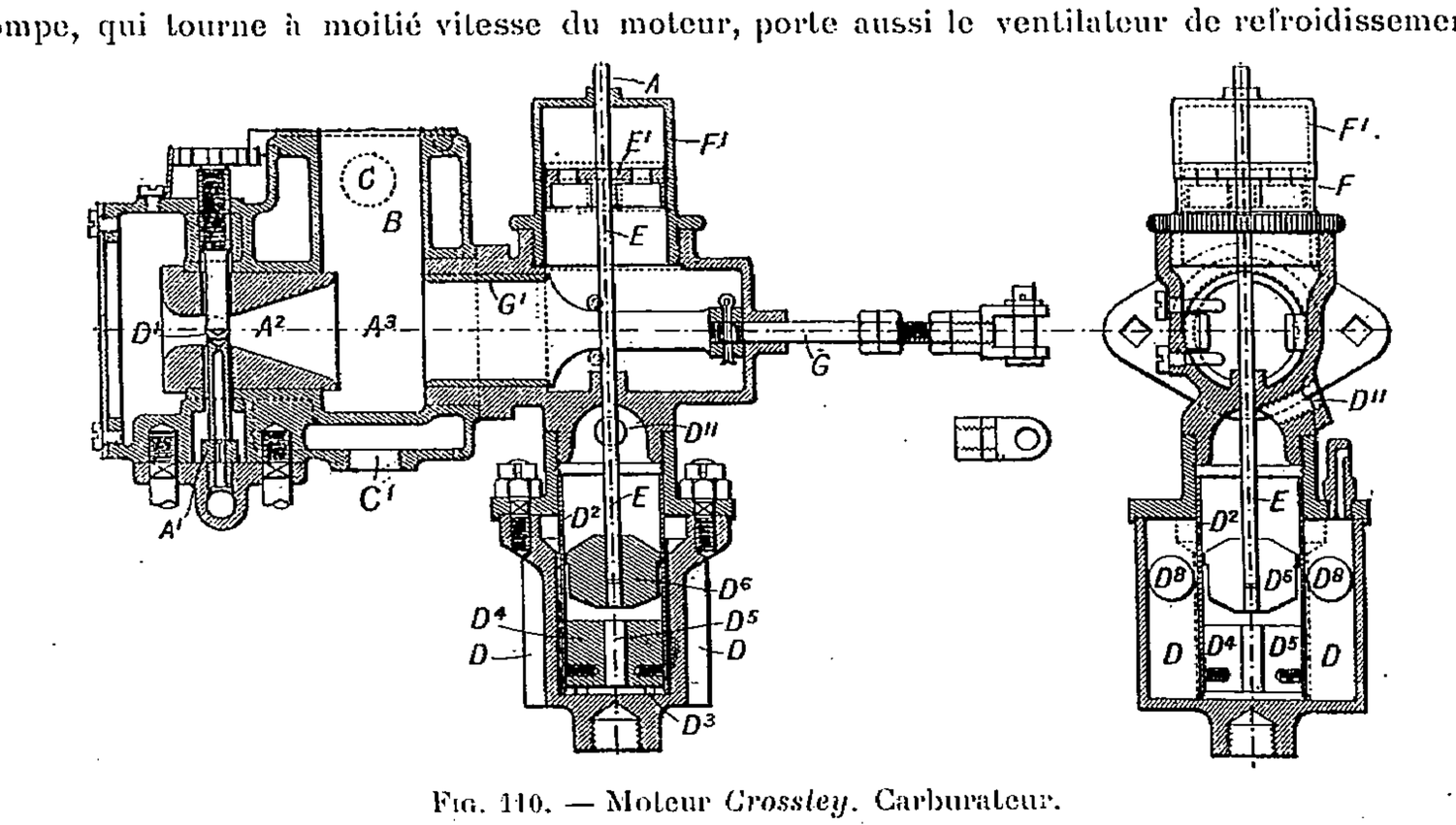


Fig. 110. — Moteur *Crossley*. Carburateur.

carburateur, du type Critchley, est à flotteur avec régulateur à mercure ; ce mercure est (fig. 110) enfermé dans quatre chambres D, autour d'un tube central D^2, communiquant avec ces chambres par

les ouvertures du bas D^3 ; au fond du tube D^2, se trouve un bouchon de bois D^4, percé d'un trou central D^5, pour réduire le volume de mercure nécessaire. Un flotteur en bois D^6 commande E la valve E', qui commande par FF' l'admission de l'air à la chambre de mélange A^3 ; un orifice D'' permet de relier par un tuyau la chambre D^2 à l'ouverture D', au droit du jet de pétrole A' et de l'entrée fixe A^2 de l'air en A^3. Les deux courants d'air de F et de mélange d'air et de pétrole de A^3 se réunissent en B en proportions réglées par la valve G', commandée en G à la main ou au régula-

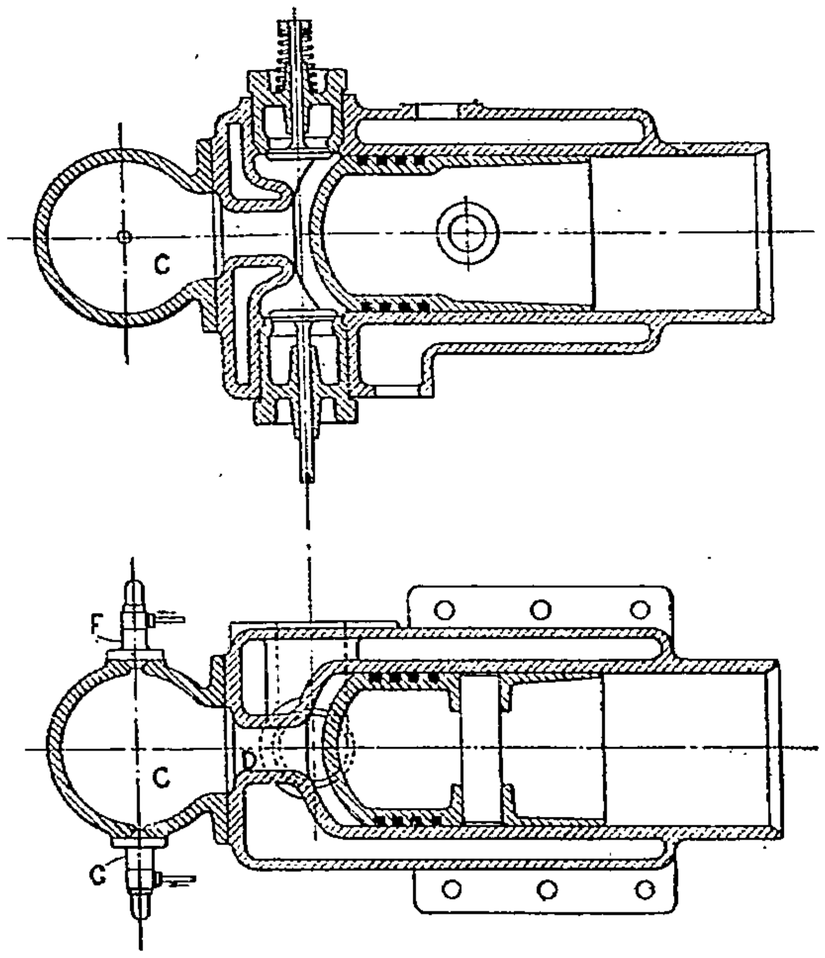


Fig. 111 et 112. — Moteur à pétrole *Crossley*.

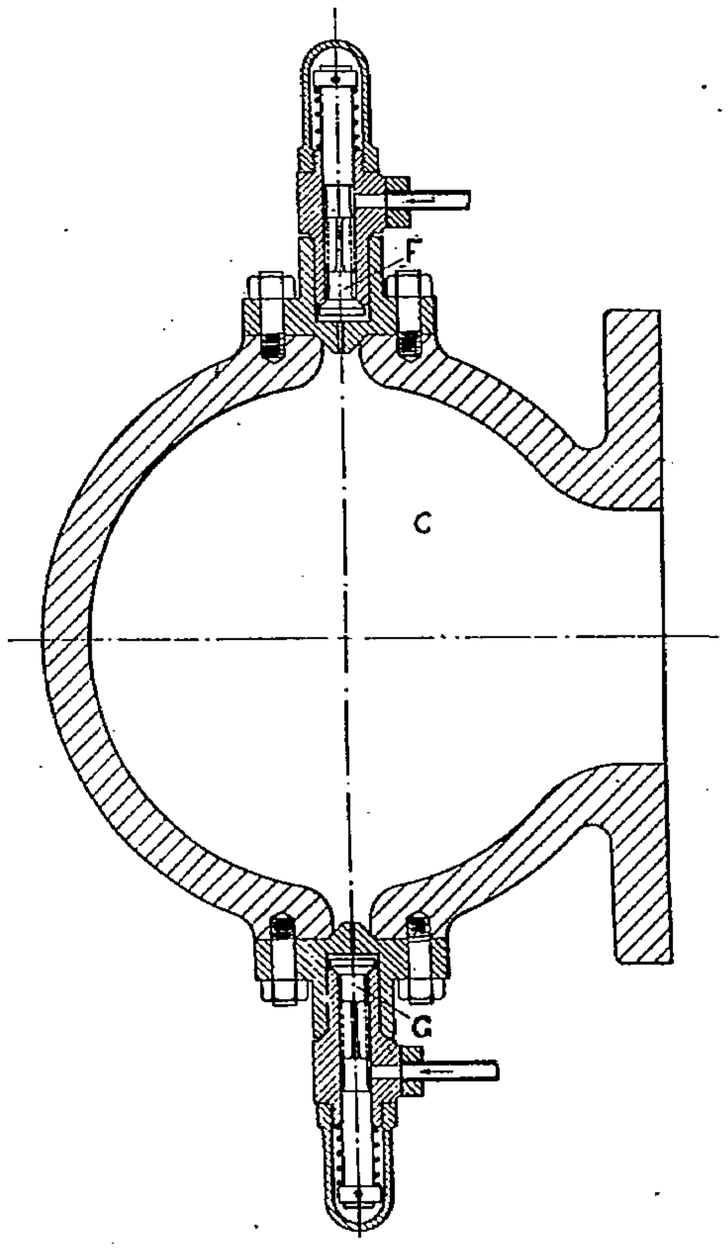


Fig. 113.

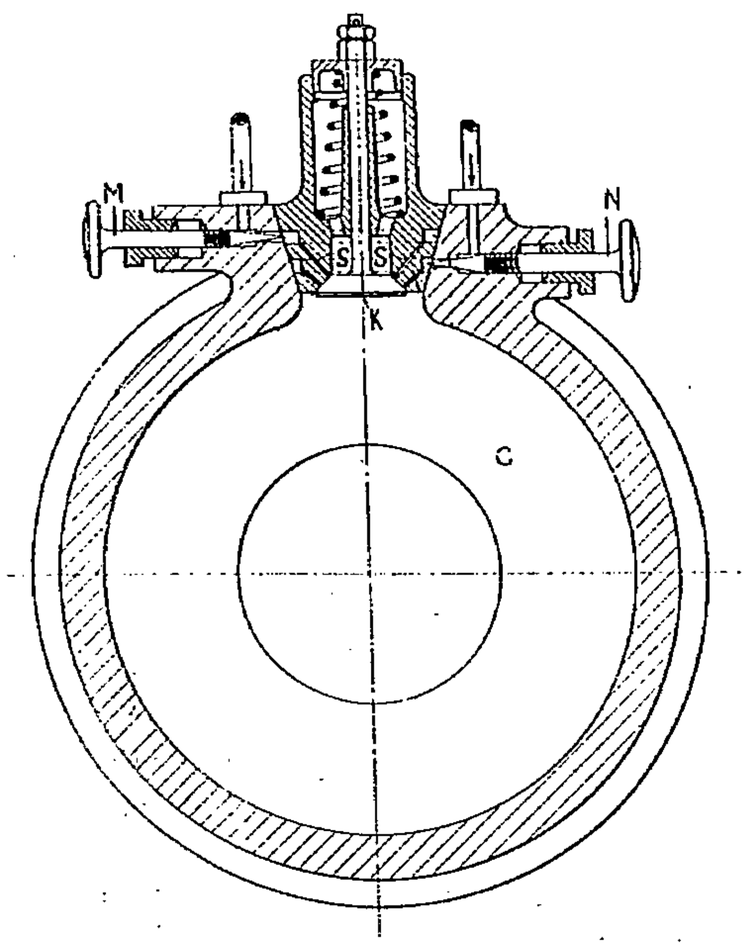


Fig. 114.

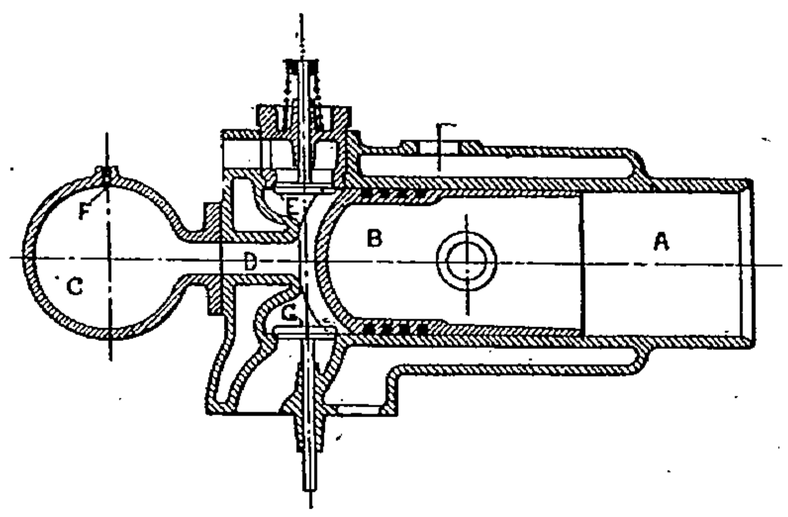


Fig. 115. — Moteur *Crossley*.

teur, et qui permet de fermer entièrement l'admission. En marche très lente, à 100 tours, par exemple, F est fermé, l'aspiration d'air par A suffit pour assurer la combustion du pétrole admis au moteur ; à mesure que l'on ouvre G, le vide des aspirations augmente en A^2, qui, communiquant aussitôt avec D^2, y fait monter le mercure et le flotteur, qui ouvre E de la quantité voulue d'autant plus que la charge du moteur augmente davantage. Cette variation de l'admission d'air permet de marcher à toutes les vitesses avec toujours le même dosage d'air et de pétrole. Afin d'atténuer l'agi-

tation du mercure on met en D^2 un peu de glycérine et dans chacune des chambres extérieures D, des boules D^8, qui flottent sur le mercure. Le moteur porte, en outre, un robinet qui permet de couper l'admission du mélange en un point quelconque de la course ; ce robinet A est (fig. 106) commandé, à la vitesse même du moteur, par le train BB'C ; cette valve A est soumise en D au régulateur ; sa boîte E porte deux ouvertures E^1 et E^2, desservant l'une les deux cylindres extérieurs, et l'autre les deux intérieurs, et disposés de manière qu'elle soient toujours ouvertes avant les soupapes d'admission correspondantes et fermées suivant la vitesse du moteur, plus ou moins avant ces mêmes soupapes. Toutes les pièces du moteur sont facilement accessibles et démontables.

Moteur à pétrole Crossley (*Brevets anglais 388 et 6455 de 1903*). Pour empêcher la surchauffe du vaporisateur C (fig. 111) qui reçoit son injection de pétrole en F, on y injecte aussi, en G, une charge d'eau. En fig. 114, le pétrole arrive en J et l'eau en N, ils se mêlent au travers de la soupape K d'admission du mélange au vaporisateur C ; on évite ainsi les allumages anticipés et la

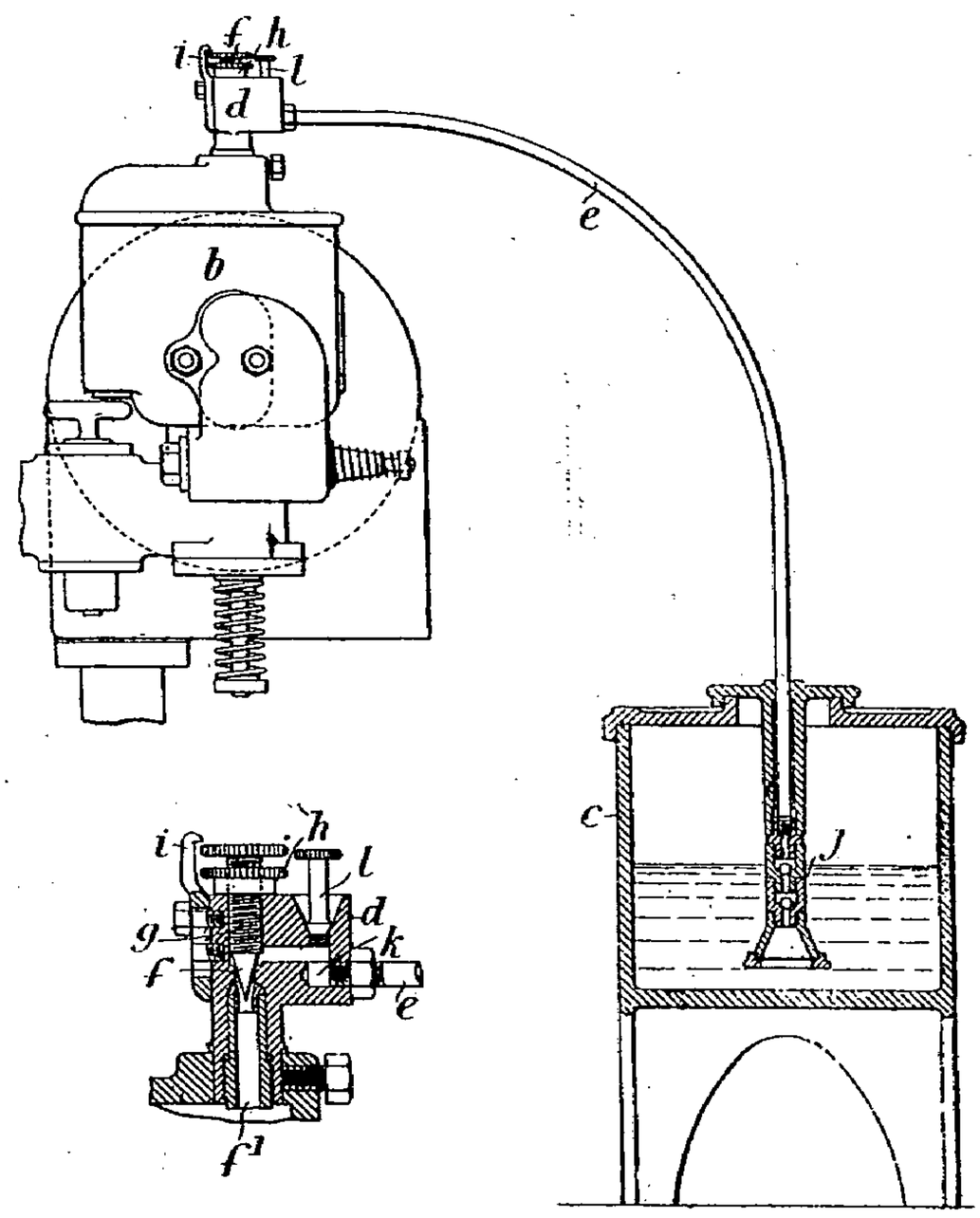


Fig. 116. — Moteur *Graham et Beeching*.

décomposition de pétrole par surchauffe, le complément d'air arrive par E (fig. 115) et l'échappement se fait par G ; le régulateur, du type décrit dans la *Revue de Mécanique d'avril 1903, p. 407*, agit en fermant complètement le cylindre, de sorte que le vaporisateur, plein de gaz brûlés et chauds, ne se refroidit pas assez pour empêcher l'allumage en charge normale de pétrole dès la reprise de l'admission.

MOTEUR A PÉTROLE Graham et Beeching (*Brevet anglais 26874 de 1903*). Le pétrole aspiré de *c* (fig. 116) par *e*, à chaque aspiration du piston moteur, est amené au carburateur *b* par le pointeau *f*, à index *i* et contre-écrou de serrage *h* ; une petite poche *k* reçoit le pétrole de *e* avant *f*, auquel le pétrole n'arrive ainsi qu'à chaque aspiration. A l'origine, le remplissage de *e* se fait en enlevant le bouchon *l*, puis les clapets sphériques *j* maintiennent *e* constamment rempli. Construit par la Compagnie *Forward*, Birmingham.

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS *Le Gérant :* Vve Ch. Dunod.

CONDITIONS DE RÉSISTANCE DES PISTONS

DES MACHINES A VAPEUR

par M. **C. Codron,**
Professeur à l'Institut industriel du Nord de la France.

(*Suite*[1].)

Essai d'un piston creux en fonte de 1 m. 100 de diamètre, poids : 860 kilog. ; modèle de la maison Dujardin et Cie, constructeurs à Lille[2].

Ce piston de dimensions fig. 139-140 avait fonctionné onze années sous pression maximum de vapeur égale à 3 kilog. par centimètre carré. Mis au rebut à la suite d'un réalésage du cylindre, nous avons eu la bonne fortune de pouvoir le soumettre à un essai jusqu'à rupture avec la presse hydraulique à emmancher les manivelles que possède la maison Dujardin et Cie.

Nous ne pouvions songer à l'essayer sur couche de sable ; cela aurait nécessité des moyens onéreux et nous ne voulions, non plus, abuser des bonnes volontés mises cependant à notre entière disposition.

L'essai principal de rupture de l'ensemble a été fait sur une couronne d'appui alésée à 0 m. 910 de diamètre intérieur. La pression se réglait avec grande facilité par le distributeur d'eau ; un manomètre précis marquait la pression par centimètre carré. La mesure des flèches se faisait par dixième de millimètre au moyen d'une règle à touches et d'un compas à ressort avec divisions amplifiées qui permettaient d'apprécier le vingtième de millimètre.

Le diagramme fig. 141 indique les flèches et les charges correspondantes. La première partie de la courbe jusqu'à 150.000 kilog. présente une allure ayant assez d'analogie avec celle d'un piston de fonte à paroi simple. La charge étant ramenée à 35.000 kilog., la flèche permanente tendait vers 0,3 de millimètre pour la charge ramenée à zéro.

A 188.000 kilog., une première rupture avec bruit sec s'est produite ; la visite de la pièce n'a divulgué aucune trace de rupture extérieure ; c'était à n'en pas douter une nervure qui s'était brisée.

La charge ramenée à zéro, la flèche permanente était de 0,5 de millimètre. A la remise en charge, l'allure de la courbe diffère de la première partie, les flèches s'accusent davantage tout en restant très petites, une deuxième rupture, analogue à la première, s'est manifestée vers 190.000 kilog. sans chute d'effort appréciable.

1. *Revue de Mécanique*, novembre 1903.

2. Nous avons pu réaliser ce bel essai grâce à l'acquiescement de M. Dujardin et de son directeur M. Dewaleyne ; grâce aussi au concours empressé des chefs d'atelier MM. Castel et Delchambre. Nous les remercions tous vivement et nous sommes particulièrement satisfait d'avoir ainsi rencontré des intelligentes bonnes volontés, qui loin de reculer devant de telles opérations, sont disposées à les renouveler lorsque l'occasion se présentera de nouveau.

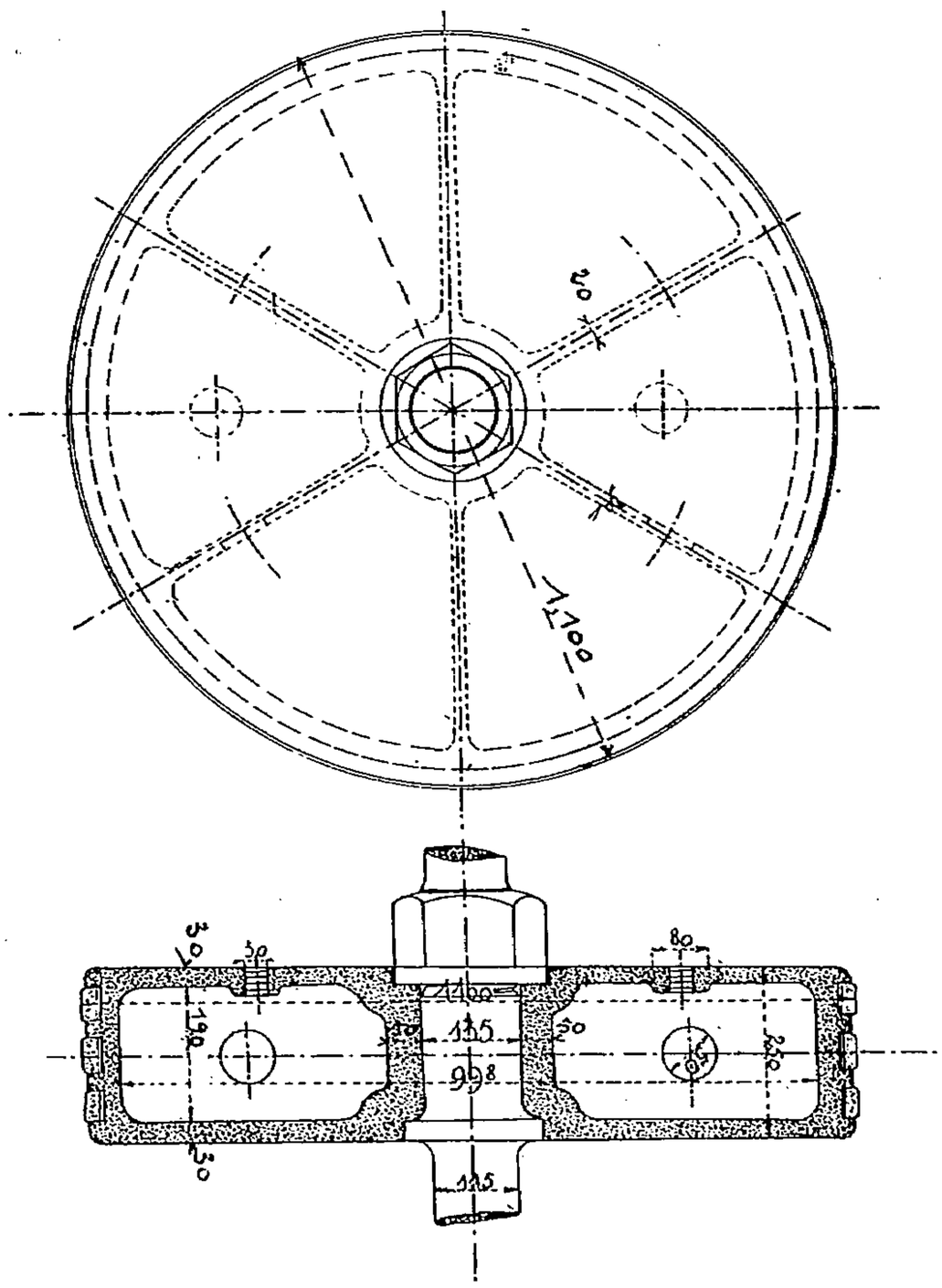


Fig. 139 et 140. — Piston en fonte de 1 m. 100 de diamètre.

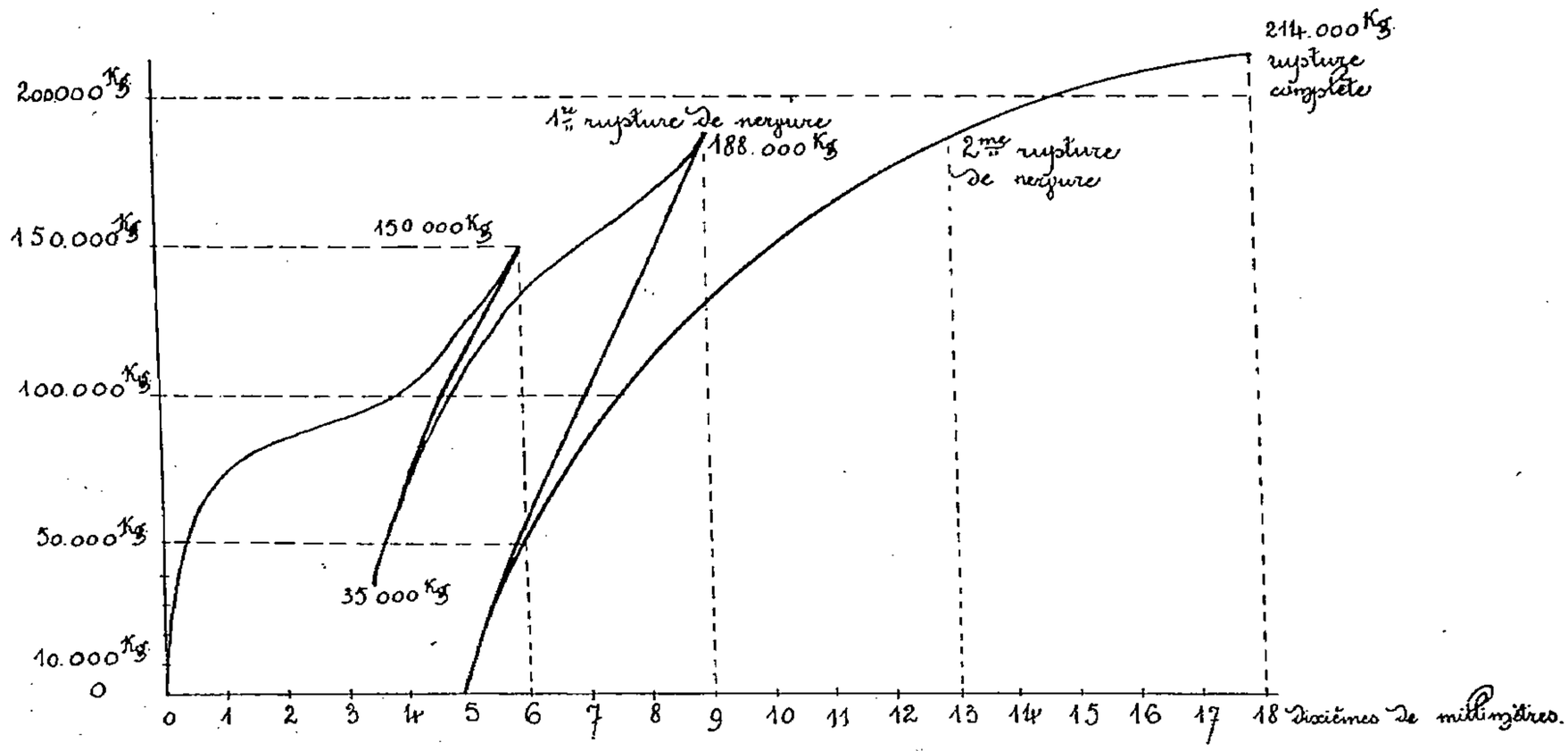


Fig. 141. — Piston en fonte de 1 m. 100 de diamètre (Modèle de la Maison *Dujardin et Cie*).
Flèches et pressions correspondantes jusqu'à la rupture.

L'opération étant poursuivie, à 214.000 kilog. la rupture générale se produit sous flèche de 1,8 millimètre mesurée quelques instants avant.

Le piston était entouré d'une corde attachée au crochet d'une grue. Cette suspension a permis de retenir les parties en positions relatives et de photographier les deux faces du piston fig. 142-143.

L'étude des lignes de rupture extérieures est des plus intéressantes. Nous retrouvons

Fig. 142.

face arrière, laissée à l'état brut, fig. 144 - 145, soit celle prenant appui sur la couronne, des lignes à direction concentrique vers le pourtour et à extrémités dirigées suivant des rayons.

Il semble logique que la paroi appuyée sur la couronne, plus consolidée par les parties des nervures solidaires du moyeu que par les parties de ces mêmes nervures solidaires de la paroi de pourtour, a dû céder en premier vers le cercle d'appui, soit suivant les lignes AEB, AFC, la cassure ayant débuté en A.

Il est possible aussi que la cassure DGE se soit produite en même temps en partant

de D ou que les trois parties segmentées se soient rompues simultanément en partant de A, de B, puis de C et de D.

En plus de ces trois cassures principales, on relève deux cassures consécutives des précédentes ; l'une HF bien apparente passe par le trou P de la paroi ; le morceau I s'est détaché ; l'autre cassure suivant JK est peu visible sur la photographie mais s'accuse assez nettement sur la pièce ; le morceau L est resté en place solidaire de la partie M.

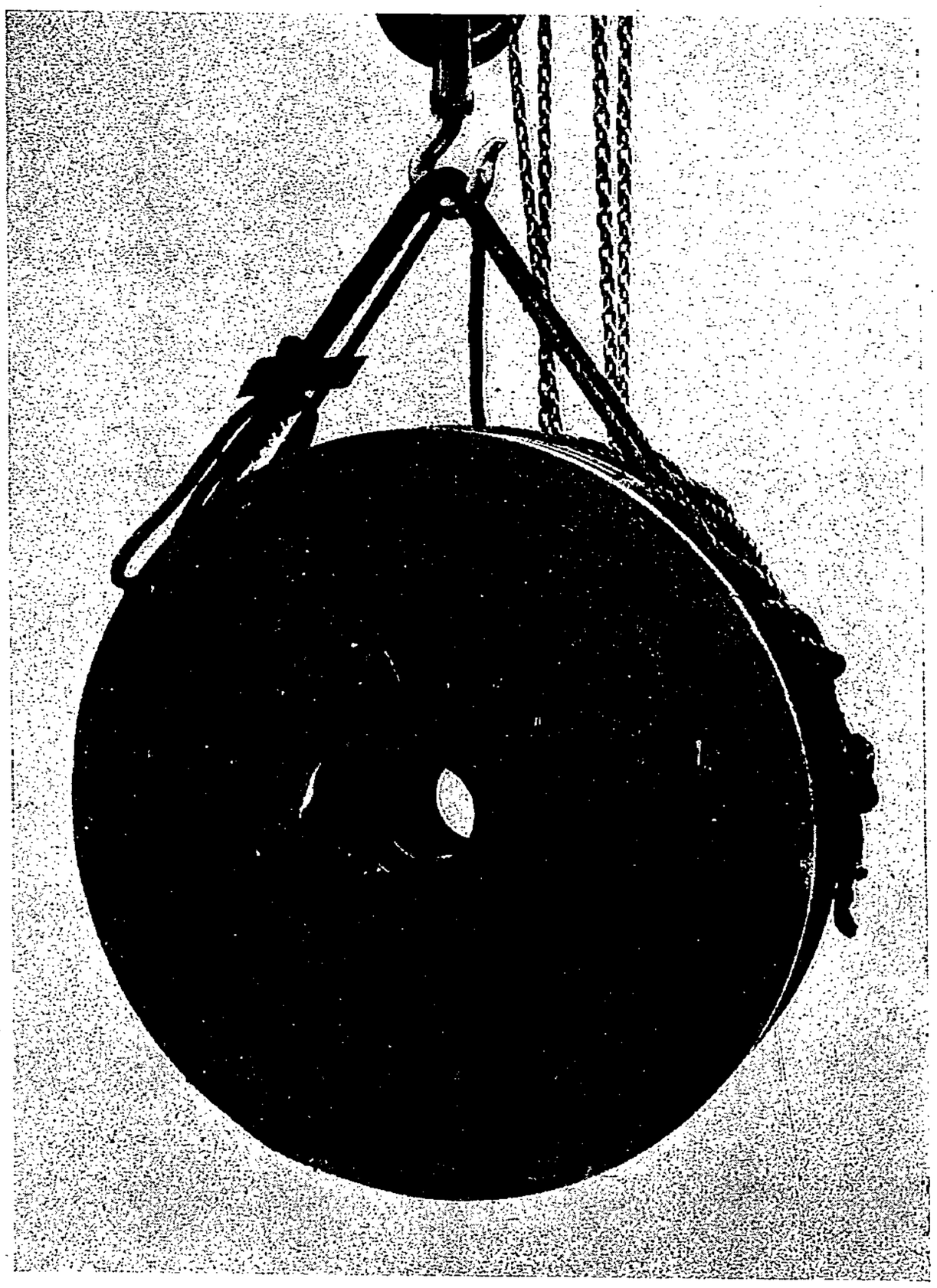


Fig. 143.

On remarque encore, sur cette face arrière brute, des amorces de cassures circulaires qui prennent naissance en J et en N. De ce côté la paroi s'est rompue en dénotant un encastrement avec la paroi de pourtour ; nous verrons qu'elle ne pouvait se rompre vers le moyeu, par suite de la direction des lignes de rupture des nervures qui se sont produites en tout premier lieu ainsi que nous l'avons déjà signalé.

Du côté de la face avant qui était tournée fig. 146 - 147, les lignes de rupture A'E', B'F' sont dirigées vers le centre ; les lignes C'E', D'F', consécutives des précédentes, se dirigent tangentiellement vers le moyeu où s'est produite une cassure H'I'G' concentrique avec amorce prolongée en H' assez apparente.

Les deux modes de rupture, face avant et face arrière, sont bien caractérisés et très dissemblables ; ils possèdent chacun une allure générale particulière. On peut surtout remarquer la parfaite symétrie de chacun d'eux par rapport aux directions OX et O'X'.

Nous avons indiqué (fig. 144) quelques cotes relatives à l'écartement des cassures et quelques autres entre parenthèses indiquent les saillies par rapport aux points voisins marqués (*o*).

Le rapprochement des parties permet aussi de retrouver les premières cassures. L'aspect des lignes de rupture, en général plus nettes et se raccordant mieux à la fin de la séparation qu'au début lorsqu'on rapproche les éléments, dénote une rupture première de

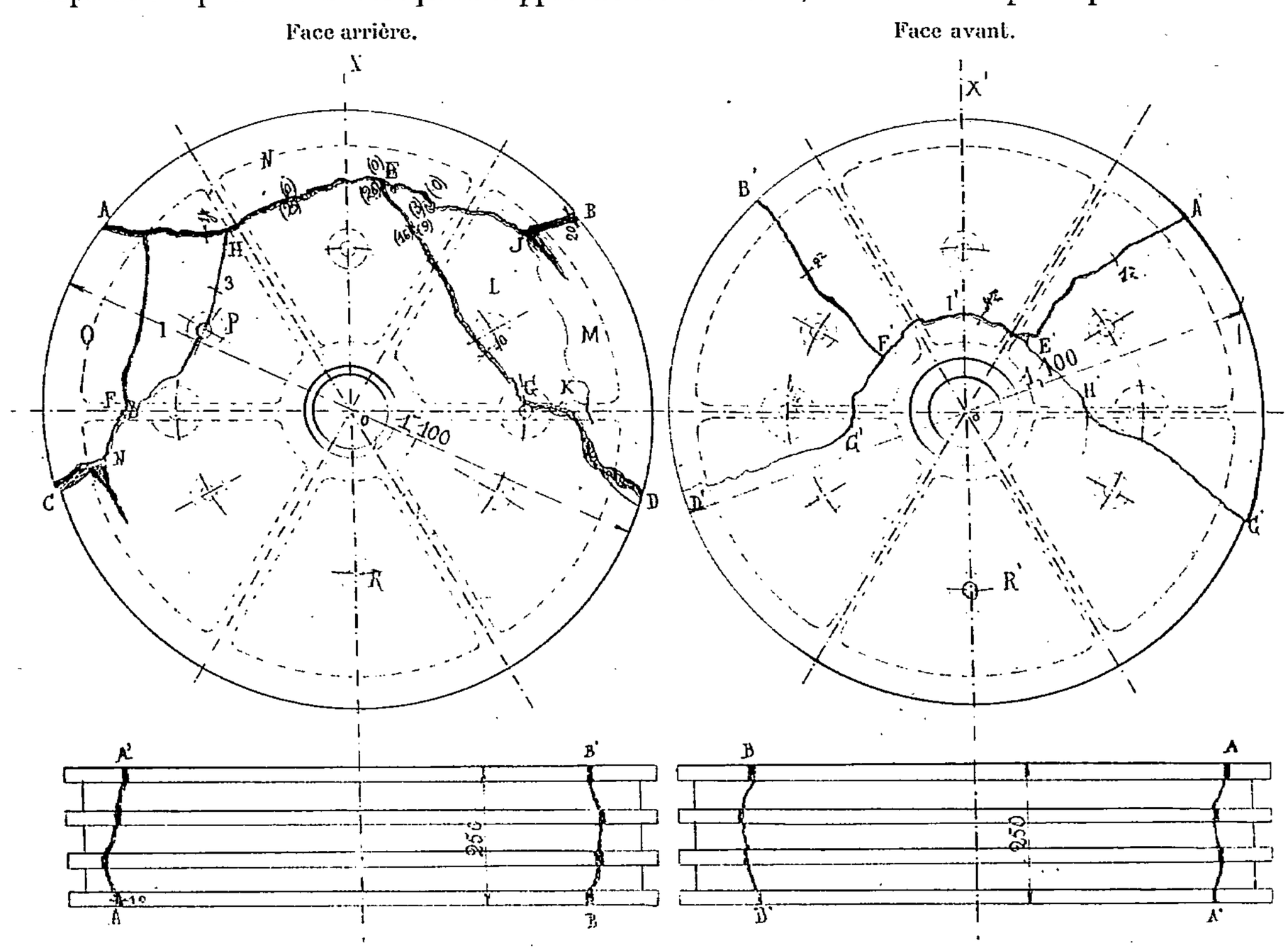


Fig. 144 à 147. — Piston de fonte de 1 m. 100 de diamètre.

la paroi arrière, d'ailleurs soumise à des efforts de traction, entraînant la rupture de la paroi avant soumise à des efforts de compression.

Cela devint évident lorsque, après avoir enlevé les morceaux qui se détachaient (fig. 148 à 154), on constate le mode de rupture des nervures.

Contre toute prévision, les nervures se sont rompues en diagonale et non pas près du moyeu suivant une section normale. Leurs lignes de séparation sont orientées suivant les génératrices d'un cône faisant un angle d'environ 45° avec l'axe du piston ou avec les parois fig. 155. Chaque ligne aboutit, d'une part vers l'aplomb du cercle d'appui de 0,910 de diamètre, et d'autre part vers la partie renforcée du moyeu, en passant par l'axe de l'évidement ménagé dans la nervure.

La symétrie de ces lignes est remarquable ; de plus, on est étonné de constater que dans la partie principale RR' (fig. 144 et 146) comprenant deux nervures solidaires des parois, ces deux nervures présentent aussi chacune une solution de continuité orientée de

la même façon que les précédentes. La distance maximum entre les parties séparées, vers le milieu, était de 0 mm. 4.

Il est à présumer, sinon certain, que les ruptures des nervures se sont faites à partir

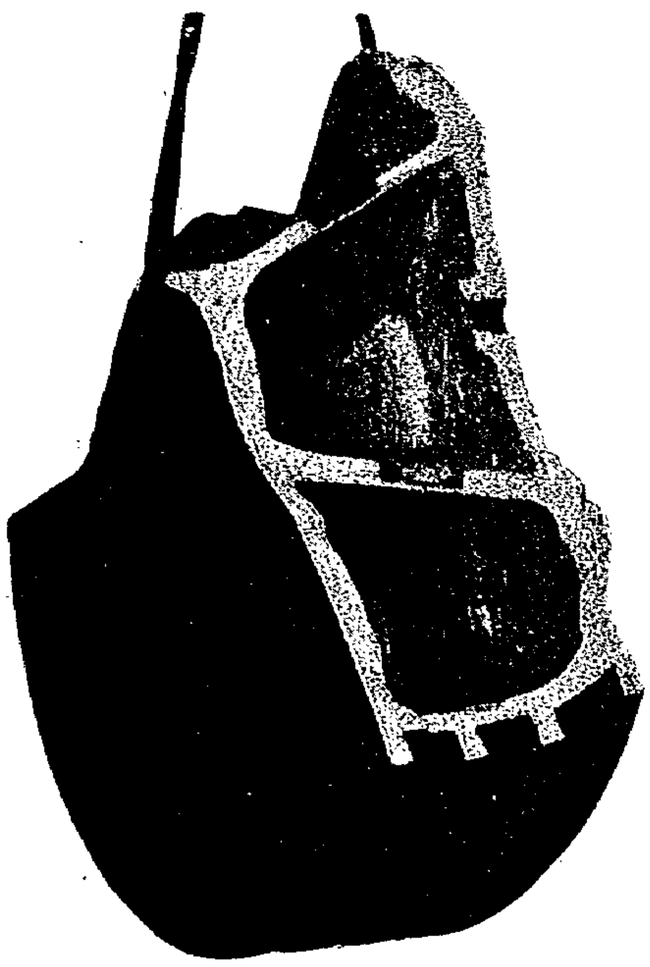


Fig. 148.

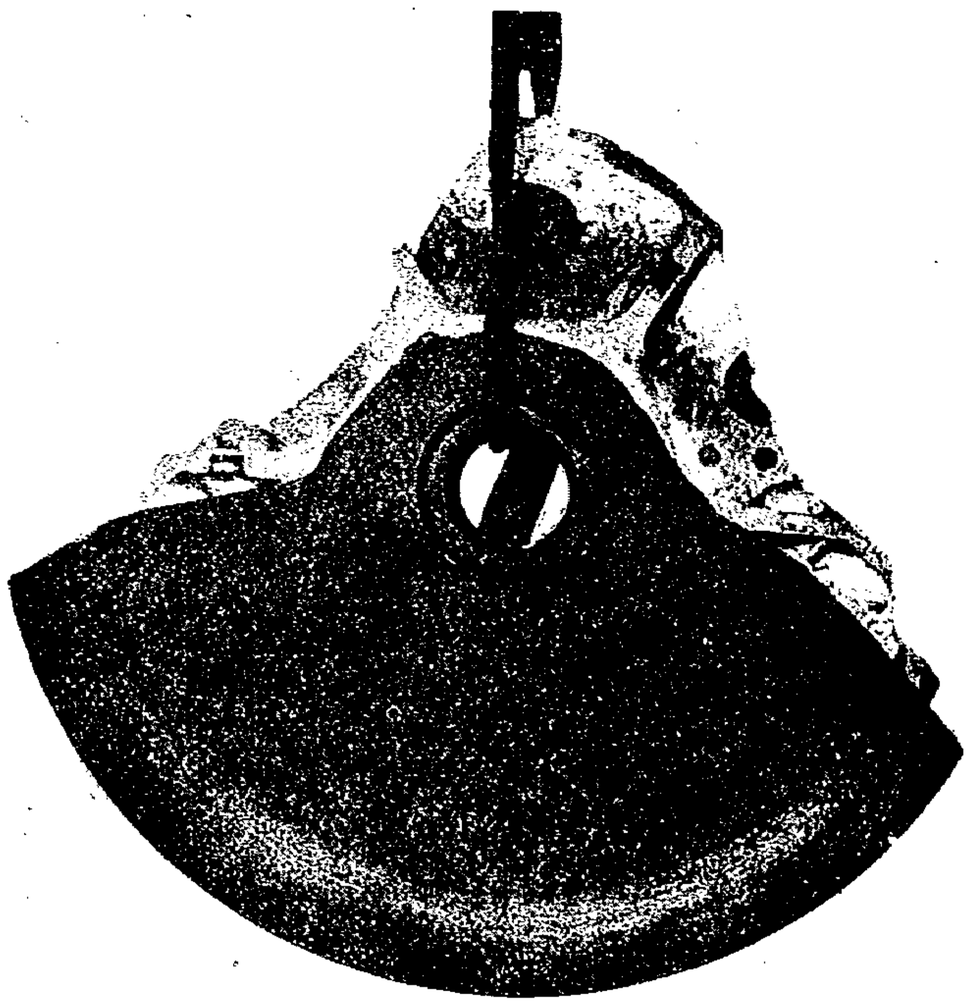


Fig. 149.

du milieu en se propageant vers les deux parois. Une ou plusieurs ruptures se sont

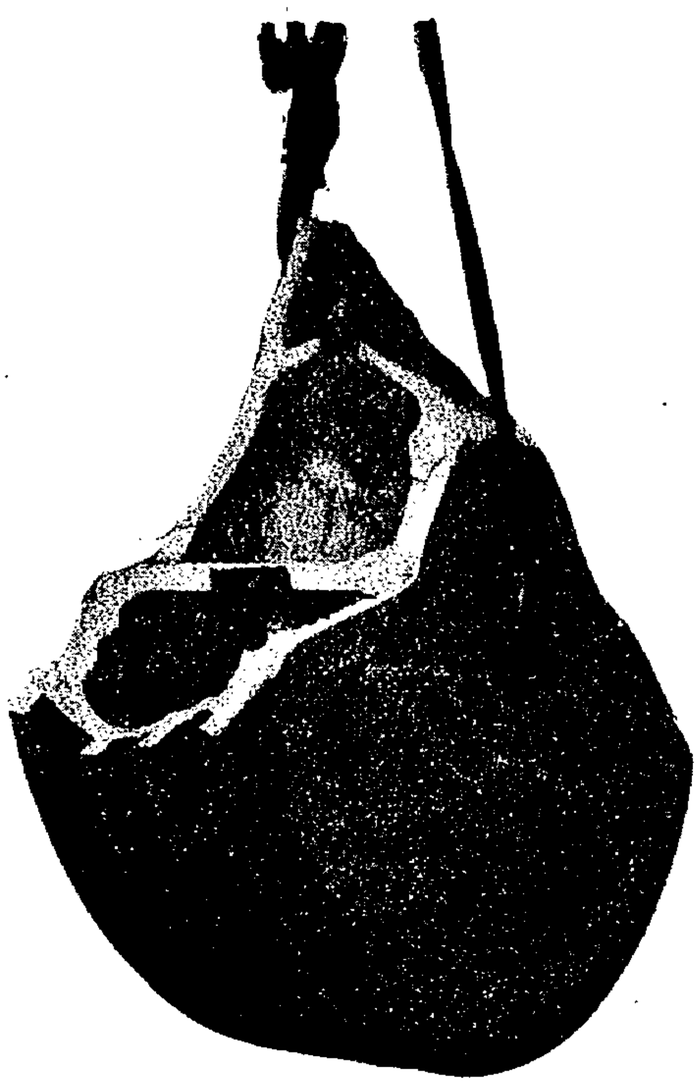


Fig. 150.

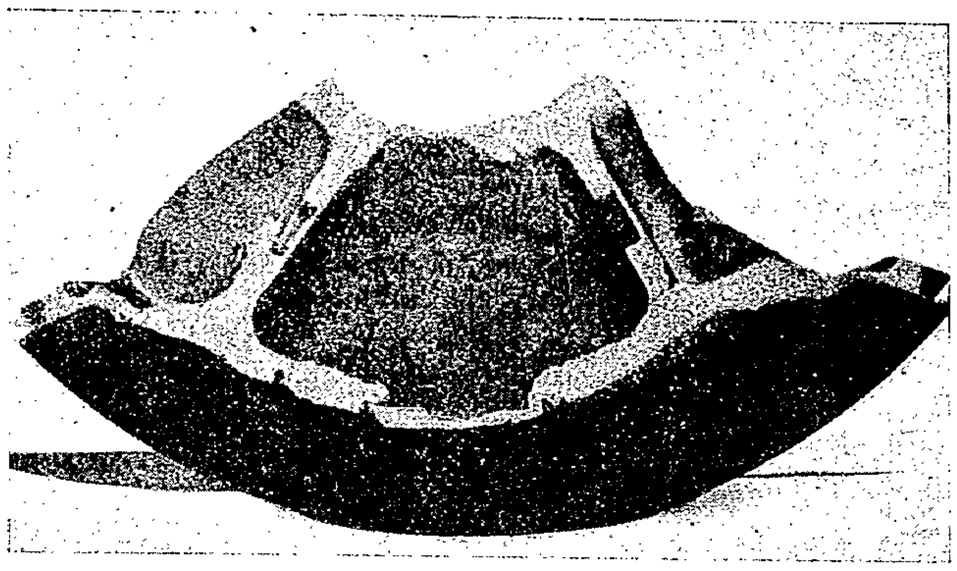


Fig. 151.

produites sous la pression de 188.000 kilog., les autres ont suivi sous la pression de 190.000 kilog.

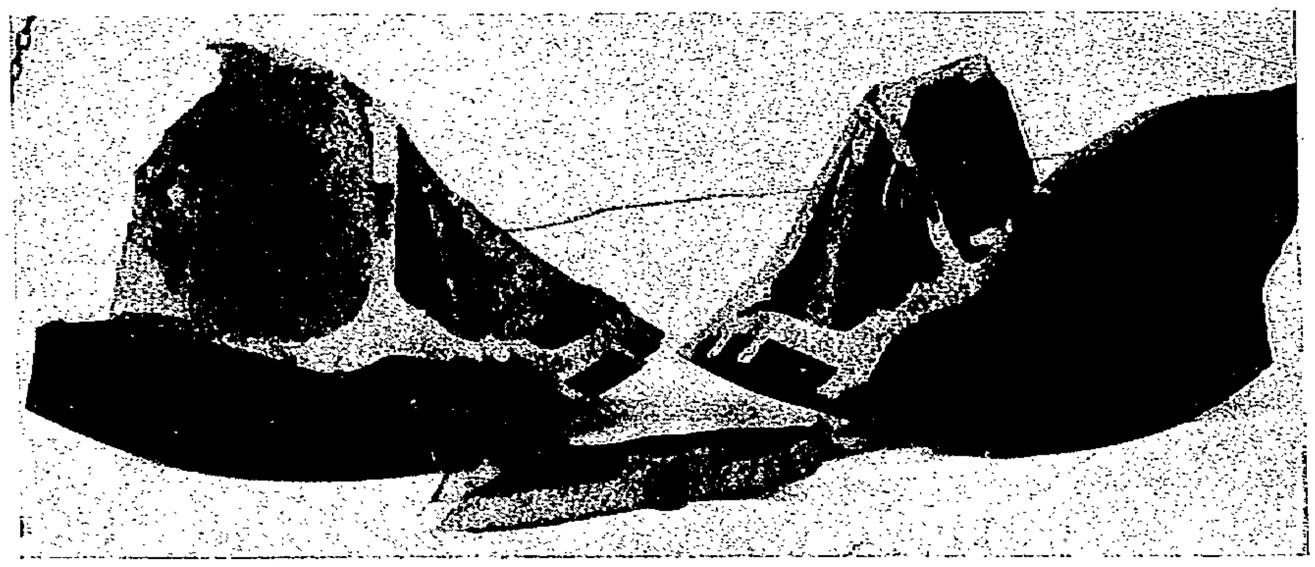


Fig. 152.

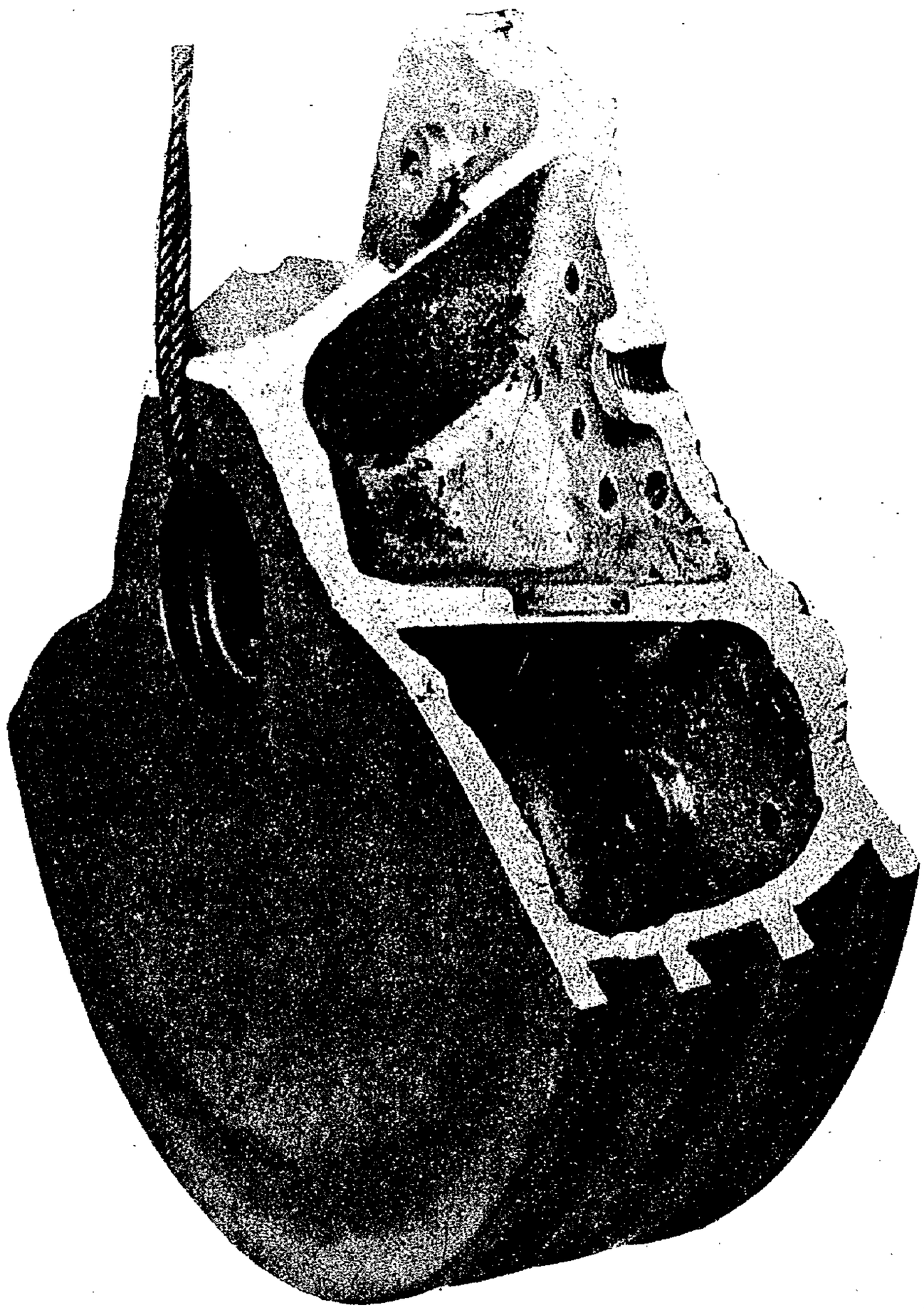


Fig. 153.

On s'explique difficilement ce mode de rupture première sans faire intervenir des tensions initiales dues au tirage à cœur du moyeu, des réactions en sens contraire de la paroi de pourtour et surtout des efforts de glissement dus à la flexion. Lors du sciage des éprouvettes auxiliaires que nous avons débitées dans la partie principale R de ce piston, nous avons constaté le retrait des parois qui pinçaient très fortement la scie lorsque le bord extérieur était scié, lorsque la saignée était assez longue et assez profonde

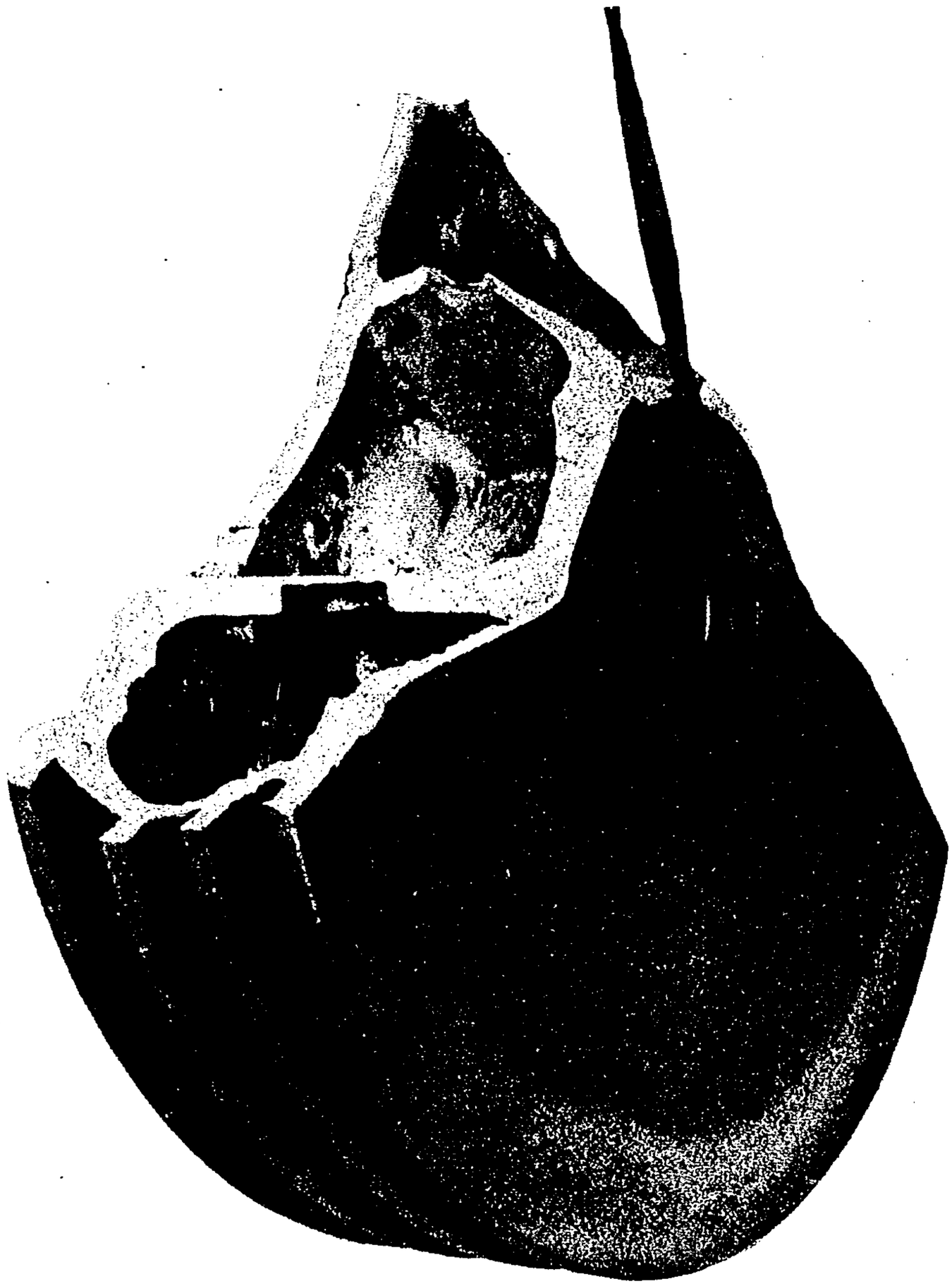


Fig. 154.

pour permettre l'action du retrait. Si des tensions anormales n'avaient pas existé, les nervures devaient se briser vers le moyeu suivant des surfaces à peu près parallèles à l'axe du piston.

En outre, le trou de chaque nervure n'était pas ménagé de part en part ; la paroi de faible épaisseur : 4 millimètres (fig. 156) s'était refroidie très rapidement, elle se trouvait soumise à des tensions plus énergiques que celles des autres parties de la nervure ; malgré

sa position voisine de la fibre neutre par rapport à la flexion générale, cette paroi mince a dû céder par glissement oblique. Dans les nombreux essais de flexion que nous avons faits jusqu'à ce jour, nous n'avons jamais rencontré une telle cassure, si ce n'est dans les pièces soumises à la compression longitudinale et au flambement.

Rappelons que dans les déformations des pistons creux en fer, dépourvus de nervures, nous avons constaté le raccourcissement des diagonales EF, E'F' (fig. 155), et l'allongement des diagonales GH, G'H'. Il s'exerce donc dans la flexion des deux parois A et B réunies par le pourtour C des tensions et des glissements très énergiques qui tendent à rompre en premier lieu les nervures radiales suivant la diagonale EF.

Si nous retenons que l'effort de rupture générale est supérieur à ceux ayant déterminé

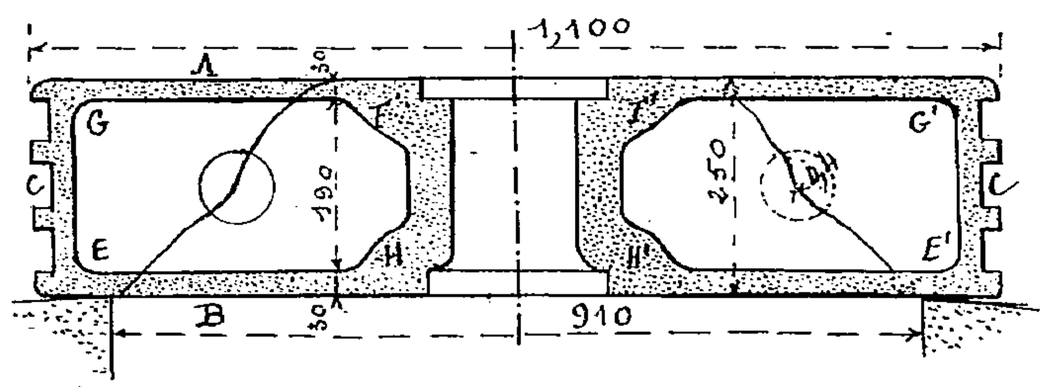


Fig. 155. — Piston en fonte de 1 m. 100 de diamètre.

la rupture des nervures, on peut en inférer que dans ce piston la résistance avec des nervures présentant une solution de continuité est analogue à celle du piston avec nervures continues soumises à des tensions initiales dues au refroidissement du métal coulé. Il serait peut-être préférable d'adopter des nervures évidées non prolongées sur toute leur hauteur jusqu'à la paroi de pourtour, cette dernière étant très suffisante pour assurer la liaison des parois parallèles à leur diamètre maximum.

Par suite de la rupture initiale des nervures, le mode de résistance du piston s'est trouvé modifié. Plus faible vers le pourtour que vers le moyeu, on conçoit la raison du

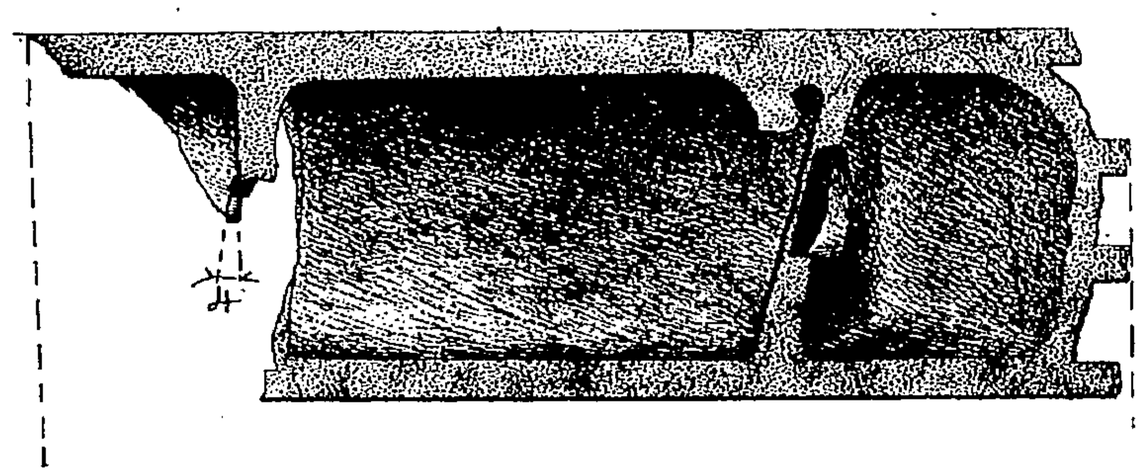


Fig. 156.

début des ruptures générales de la paroi arrière vers le pourtour, ou tout au moins, on conçoit la simultanéité des ruptures vers les extrémités des lignes obliques parce que ces lignes déterminaient des déchirures qui facilitaient la séparation sous un effort moindre.

Il semble que, dans ces conditions, le piston devait présenter moins de résistance que si les nervures n'existaient pas.

Cette remarque sera plausible sinon justifiée plus loin par l'essai partiel de l'une des deux nervures solidaires des parois RR'.

Les déchirures se propageant vers le pourtour, paroi arrière B, et vers le moyeu, paroi avant A, la rupture générale ainsi amorcée pouvait se produire simultanément vers le pourtour et vers le moyeu dans des conditions assez particulières. Or, la déchirure est, de tous les modes de résistance des métaux, celui qui nécessite les moindres efforts. Dès

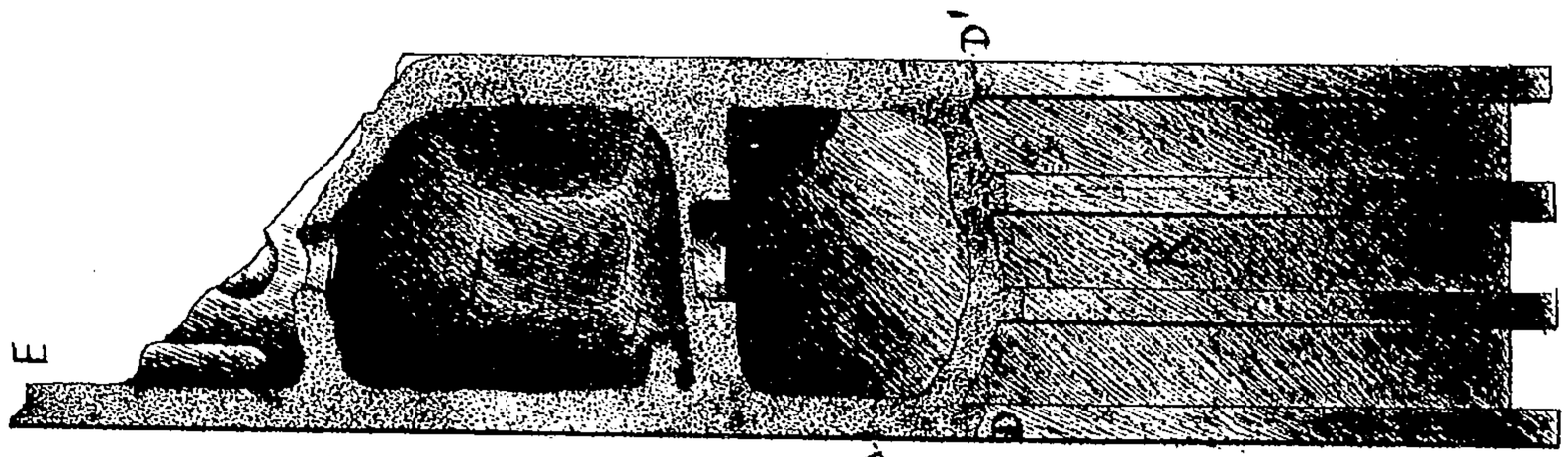


Fig. 159.

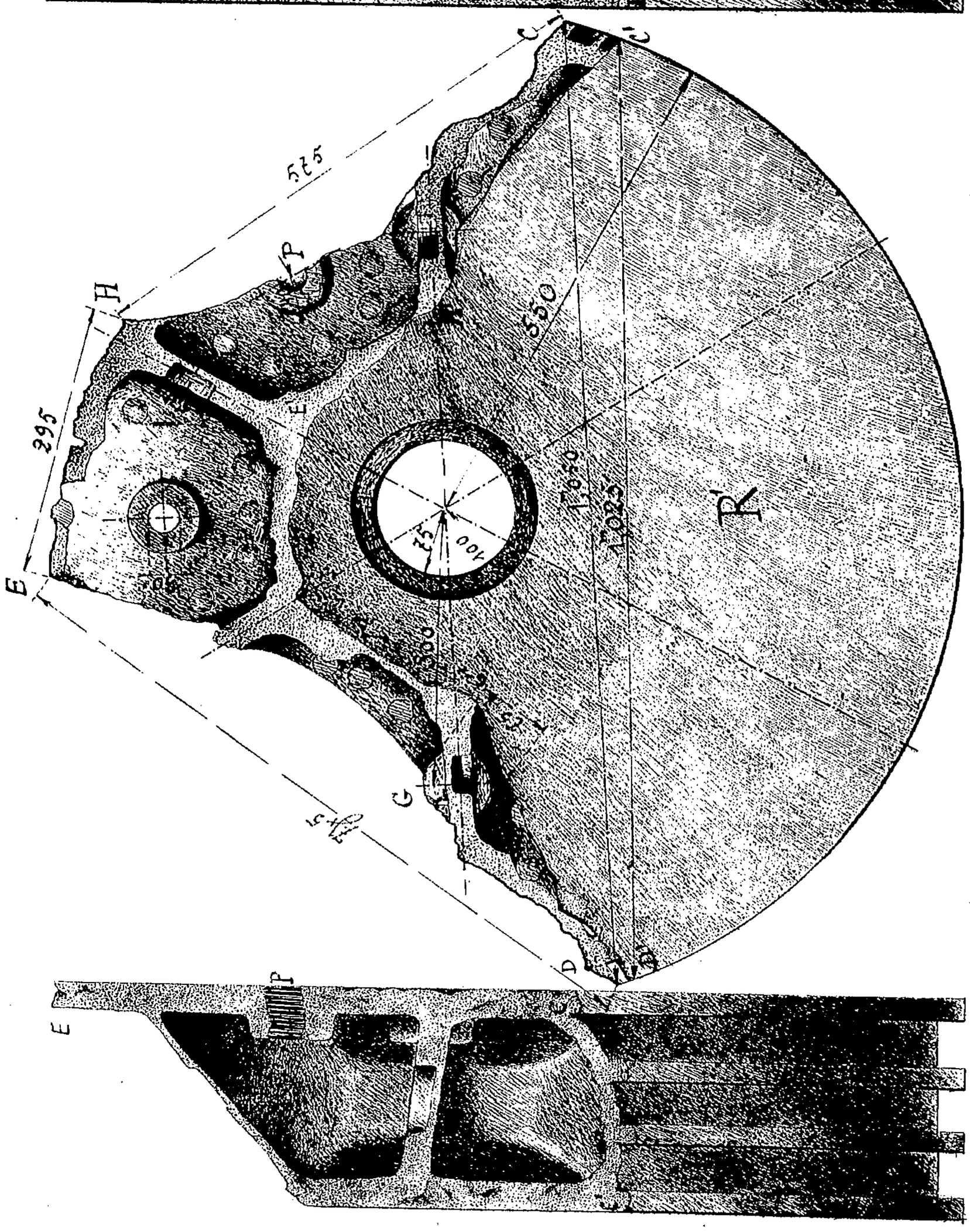


Fig. 157.

Fig. 158.

lors, il n'est pas étonnant que la charge de rupture générale, 214.000 kilog., soit si faible.

L'examen des différentes parties détachées (fig. 157 à 163), et particulièrement celui des surfaces de séparation donne aussi lieu à des remarques intéressantes.

Les cassures dénotent dans la paroi arrière des grains et cristaux un peu plus gros que ceux de la paroi avant qui se trouvait à la partie inférieure du moule. La paroi arrière présente d'assez nombreuses gerçures dont la profondeur varie de 2 à 8 millimètres ; elles sont bien caractérisées par leur aspect noirâtre foncé ; elles ont dû déterminer la direction des ruptures consécutives, de même que les trous munis de bouchons en P et G (fig. 144),

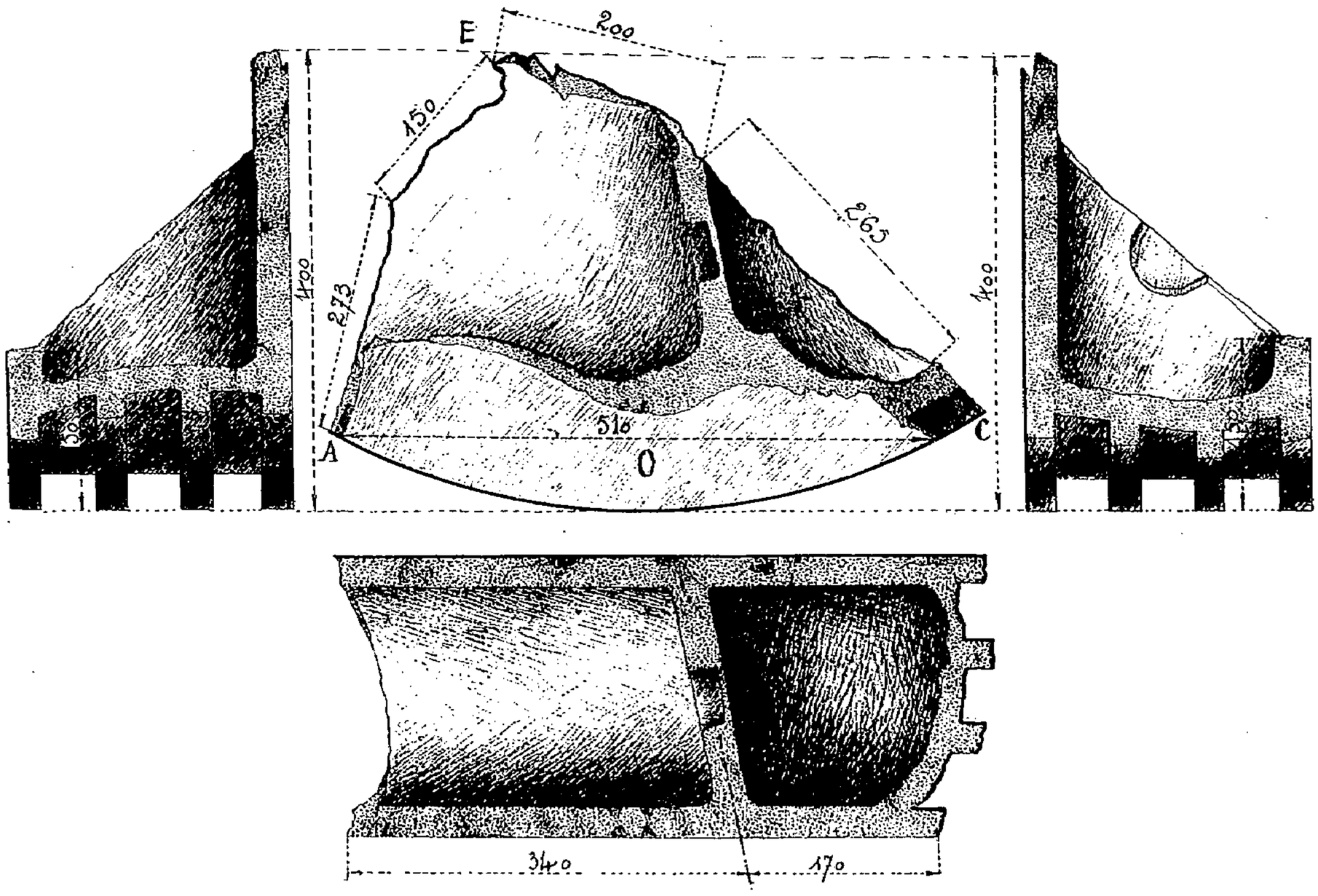


Fig. 160 à 163.

et les nombreux clous de tenue des noyaux qui apparaissent d'une façon très nette fig. 157.

Tous ces défauts d'homogénéité, qui existent en moins grand nombre daus la face avant, sont des causes favorables à la rupture en premier lieu de la face arrière, laissée à l'état brut.

Calculs comparatifs. — Moment de flexion sur la moitié du piston dû à la charge de rupture P″ :

$$M'' = \frac{P''(r'' - r')}{2} = \frac{214.000\ (45{,}5 - 17)}{2} = 3.049.500 \text{ kgc.} = 30.495 \text{ kgm.}$$

Moment de résistance du demi-piston sans tenir compte des nervures ni de la paroi de pourtour :

$$M_r = \frac{T''(h^3 - h'^3)\left[\pi r' + 2(r - r')\right]}{6h} = \frac{T''\left(\overline{25}^3 - \overline{19}^3\right)\left[3{,}14 \times 17 + 2(55 - 17)\right]}{6 \times 25} = 7.562\ T''.$$

On déduit :

$$T'' = \frac{M''}{7.562} = \frac{3.049.500}{7.562} = 403 \text{ kilog.}$$

par centimètre carré, valeur très faible à cause de l'influence de h dans la formule. Cette

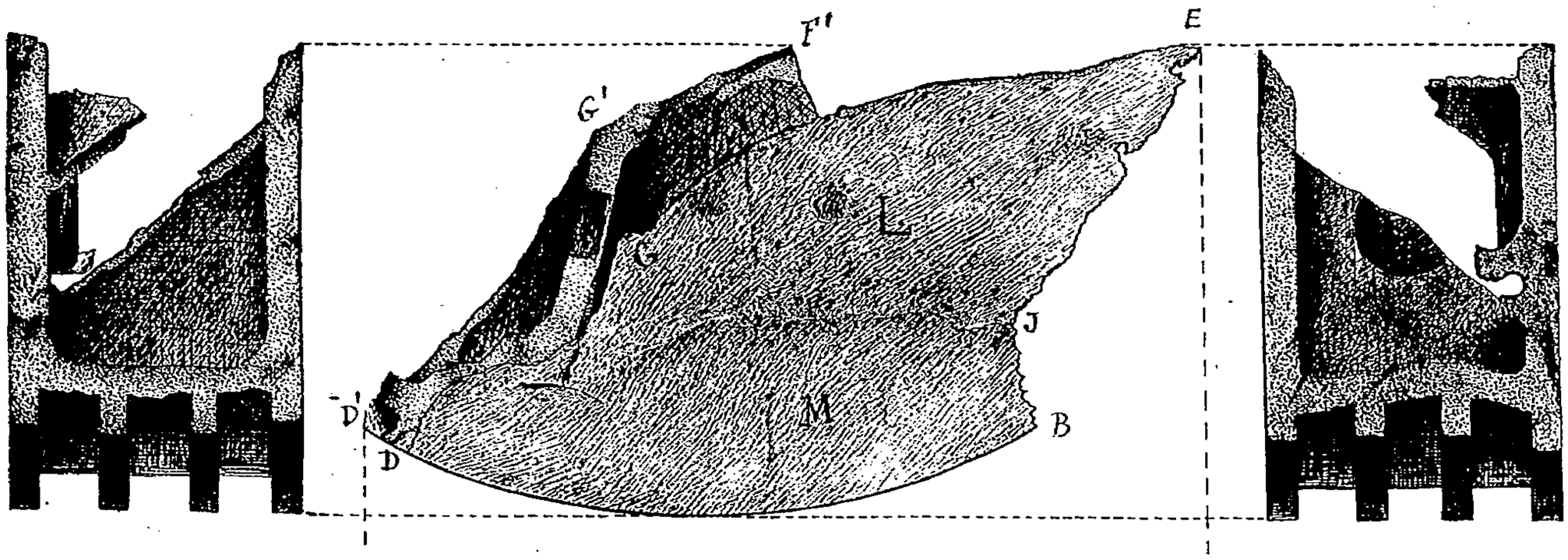


Fig. 164 à 166.

valeur serait justifiée aussi par les défauts que présentait la face arrière où se sont manifestés les débuts des ruptures. Nous nous attendions, avant l'essai, à une charge de rupture au moins double.

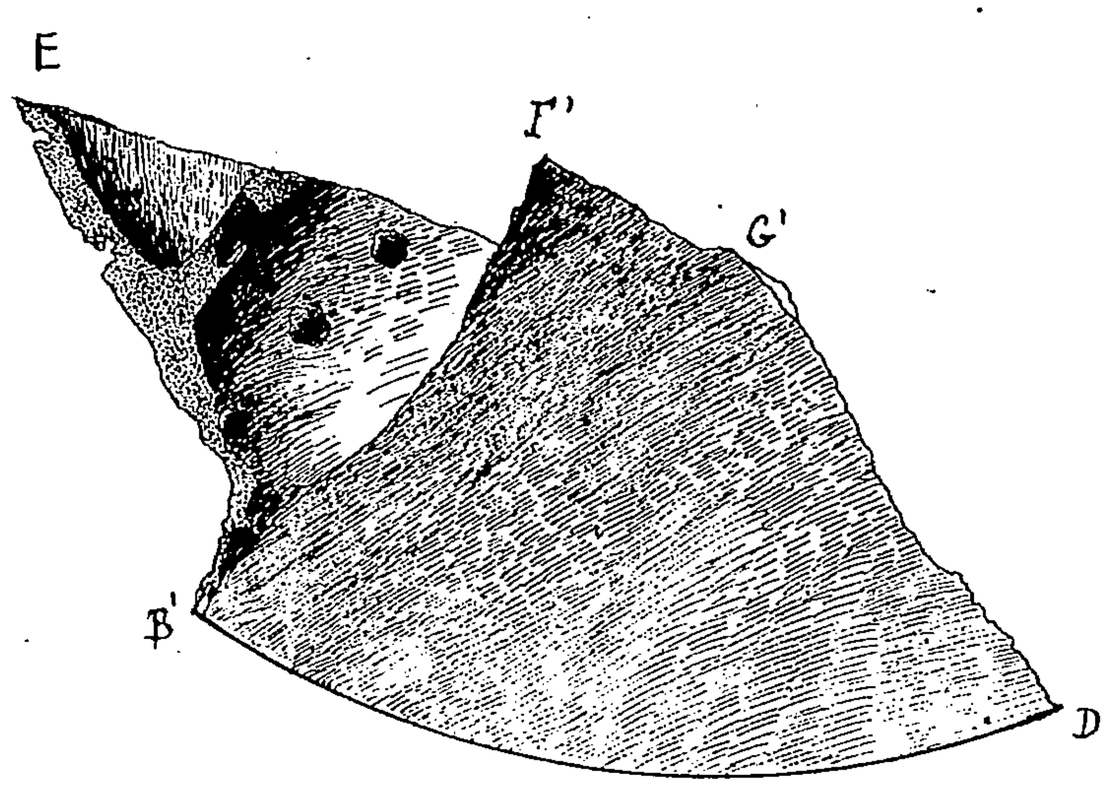


Fig. 167.

Rapport du moment M relatif à une pression uniformément répartie à celui M''.

$$\frac{M}{M''} = \frac{p\,(2r^3 - 3r^2r' + r'^3)}{6p''r''(r'' - r')} = \frac{p\left(2 \times \overline{55}^3 - 3 \times \overline{55}^2 \times 17 + \overline{17}^3\right)}{p'' \times 6 \times 45,5\,(45,5 - 17)} = 23,5\,\frac{p}{p''},$$

or :

$$p'' = \frac{P''}{2\pi r''} = \frac{214.000}{2 \times 3,14 \times 45,5} = 749 \text{ kilog.}$$

soit pour $M = M''$.

$$p = \frac{749}{23,5} = 31 \text{ kg. } 85 \text{ par centimètre carré.}$$

La pression sur la surface totale du piston, face arrière, ressortirait à :

$$\pi r^2 p = 3,14 \times \overline{55}^2 \times 31,85 = 302.500 \text{ kilog.}$$

La pression maximum due à la vapeur supportée par ce piston était de 3 kilog., soit une pression totale de :

$$\frac{302.500 \times 3}{31,85} = 28.500 \text{ kilog.}$$

Rapport ou coefficient de sécurité :

$$\frac{31,85}{3} = 10,61,$$

valeur bien suffisante mais néanmoins faible comparativement aux dimensions adoptées.

Sous la pression $p = 3$ kilog., la fatigue ressortirait, avec la formule de M. Pouleur, à :

$$T = \frac{3 \times 25}{1,0625\left(\overline{25}^3 - \overline{19}^3\right)}\left(\frac{2 \times \overline{55}^3 - 3 \times \overline{55}^2 \times 17 + \overline{17}^3}{17}\right) = 87 \text{ kilog. par centimètre carré,}$$

valeur un peu élevée pour de la fonte ordinaire soumise à des flexions de sens contraire répétées, fonctionnant dans un milieu à température assez élevée.

Notre formule donne :

$$T_3 = \frac{3,14 \times 3 \times 25}{8.766}\left(\frac{183.388}{3,14 \times 17 + 2 \times 38}\right) = 38 \text{ kilog.,}$$

nombre plus admissible que le précédent, quand on suppose que les nervures ne concourent à la résistance générale que pour maintenir le parallélisme des parois principales.

Le rapport :

$$\frac{T''}{T} = \frac{403}{87} = 4,6,$$

tandis que :

$$\frac{T''}{T_3} = \frac{403}{38} = 10,6,$$

coefficient de sécurité noté ci-avant.

Essais auxiliaires. — Dans le plus gros fragment, nous avons prélevé diverses éprouvettes de traction, de compression, de flexion.

Une éprouvette de traction provenant de la paroi tournée, soit celle avant, mais en laissant la face intérieure brute, a nécessité un effort de rupture de 8.750 kilog. La section était : $31 \times 29,5 = 914$ mm² 5, soit un coefficient de rupture de 9 kilog. par millimètre carré. Une autre éprouvette prise dans la paroi arrière, en laissant les deux faces de coulée à l'état brut, a donné un coefficient de rupture par traction directe de : 9 kg. 2 par millimètre carré.

Une éprouvette comportant des clous de noyau a accusé un coefficient de : 6 kg. 4 par millimètre carré, ce qui n'a rien de surprenant.

Trois éprouvettes de compression prises dans la paroi avant ont donné :

39, 44, 52 kilog. par millimètre carré.

Trois autres, provenant de la paroi arrière, ont accusé des résistances de :

38, 41, 45 kilog. par millimètre carré.

Deux éprouvettes de flexion, paroi avant, face brute travaillant à la traction, ont présenté les valeurs :

17 kg.8, 17 kg. 5, tandis qu'une autre, dont la face tournée travaillait à la traction, a donné : 21 kg. 8, faisant ainsi ressortir la moindre résistance de la face laissée à l'état brut.

Deux éprouvettes de flexion, paroi arrière, ont accusé : 15 kg. 6 et 19 kg. 2.

La valeur 15.6 se rapporte à l'éprouvette voisine de l'autre, mais cette éprouvette

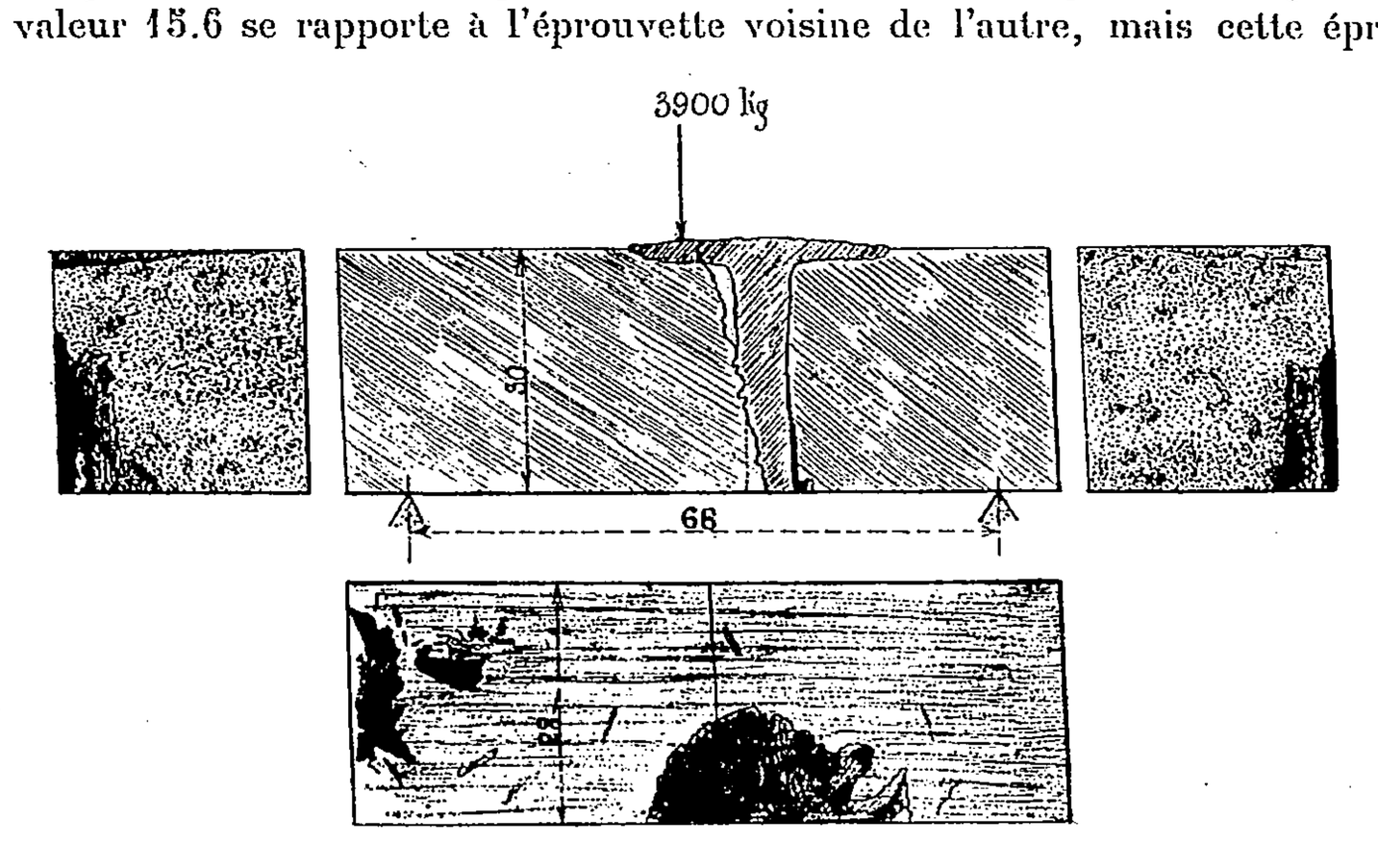


Fig. 168 à 171.

(fig. 168 à 171) comprenait un clou de noyau scié en deux, tandis que la seconde était indemne de tout défaut.

Une autre éprouvette restée solidaire du moyeu et de la paroi de pourtour (fig. 172-173) s'est d'abord rompue à l'endroit d'un clou situé à 265 millimètres de l'extrémité, soit à 254 millimètres de la direction de l'effort, 130 kilog. Le coefficient de rupture par flexion est : 1 kg. 2.

Puis, la partie restante (fig. 174) s'est rompue dans une section saine à la distance de 100 millimètres, sous une charge de 660 kilog. faisant ressortir un coefficient de 21 kg. 7, soit une valeur double de la précédente. Notons que cette partie présentait aussi un clou (fig. 175 à 179), néanmoins la rupture s'est faite près du moyeu à une distance double donnant lieu à un moment de flexion en rapport avec cette distance.

La première section de rupture (fig. 175) était affectée par le clou d'environ le quart de sa surface, tandis que la résistance est affaiblie de moitié ; le diagramme fig. 179, qui se rapporte au premier essai, est très régulier avec relèvement des charges avant la rupture.

Une éprouvette de flexion de la paroi de pourtour a donné : 22 kg. 4 par millimètre carré.

Flexion d'un secteur sans nervure. — Un secteur sans nervure (fig. 180-181) s'est

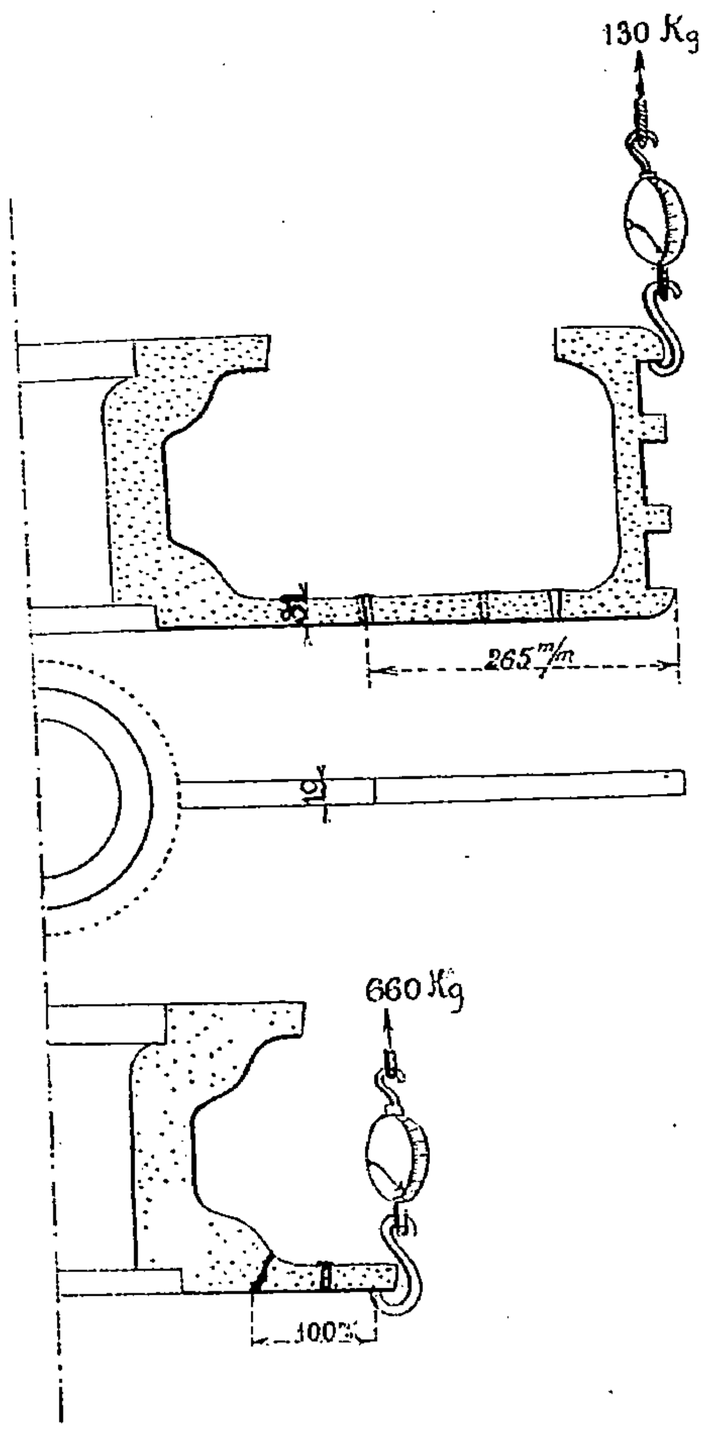


Fig. 172 à 174.

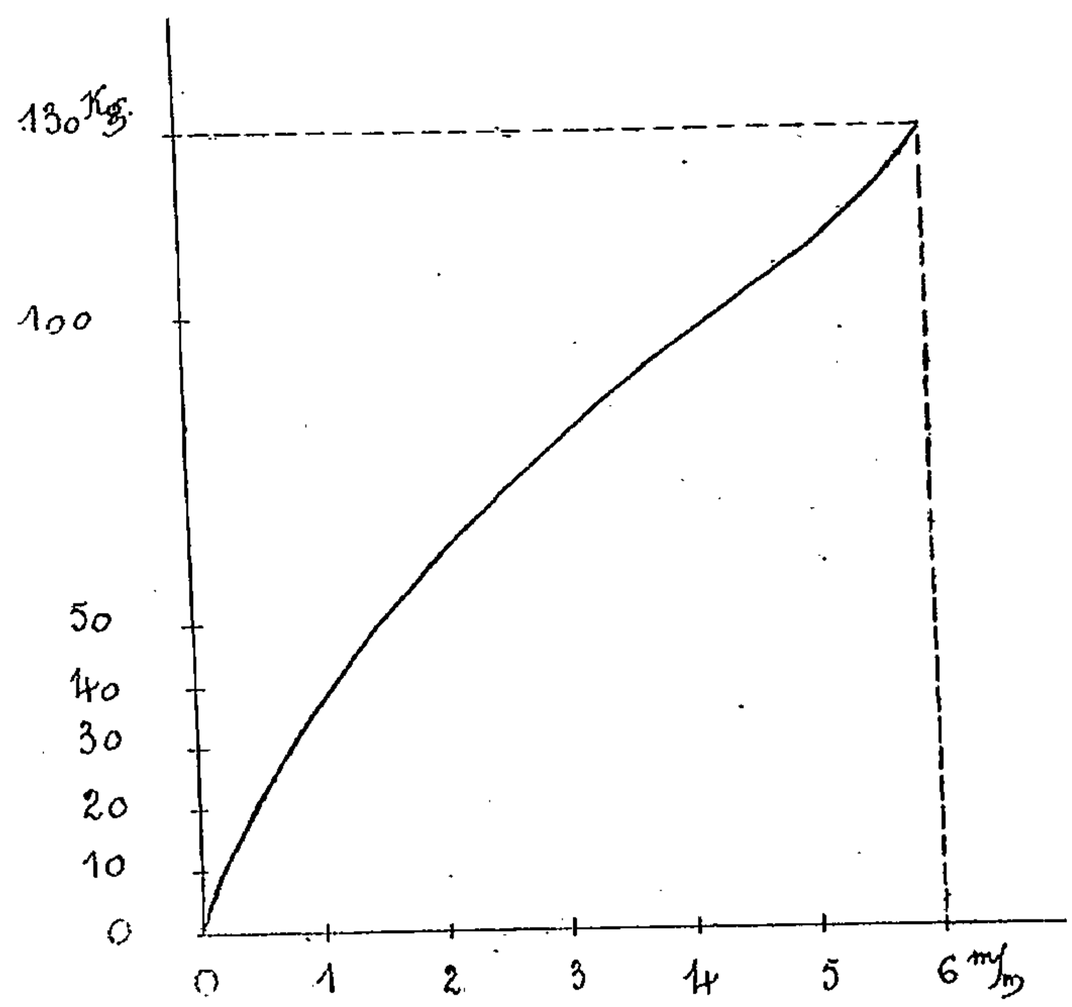


Fig. 175.

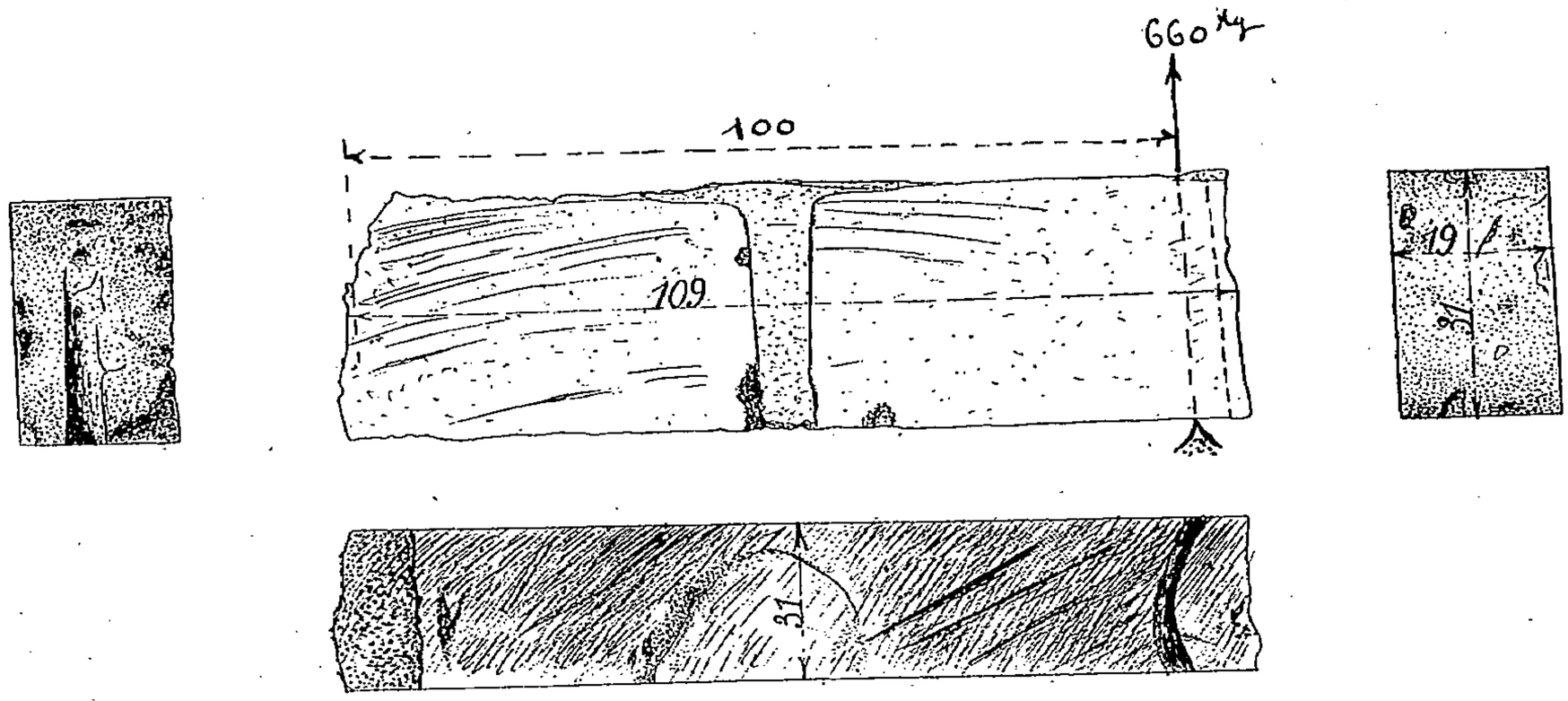


Fig. 176 à 179.

rompu sous un effort isolé de 5.580 kilog. ; à diverses reprises la charge a été ramenée à zéro ; la flèche permanente se réduisait toujours à une valeur très petite fig. 182, alors

même que la flèche sous charge était grande, par exemple de 5 millimètres pour 5.400 kilog.

Cette flèche comparée à celle 1mm. 4 constatée dans l'essai qui suit d'un secteur avec nervure, sous la charge de rupture 7.340 kilog., montre bien la rigidité apportée par la nervure. En outre, si on la compare à la flèche de 1mm. 8, mesurée au moment de la rupture de l'ensemble du piston, on constate également la rigidité générale due aux réactions moléculaires concentriques, rigidité qui détermine pour la fonte la rupture sous moindres flèches.

Dans cet essai, l'effort de flexion a été développé par un levier de 5,00 de longueur, levier prenant appui à son extrémité sur la tête du bâti d'une mortaiseuse. La pièce était placée sur le plateau de cette machine en disposant des cales afin que le secteur fût en porte-à-faux par rapport au moyeu. L'action du levier, chargé à volonté, était réglée par

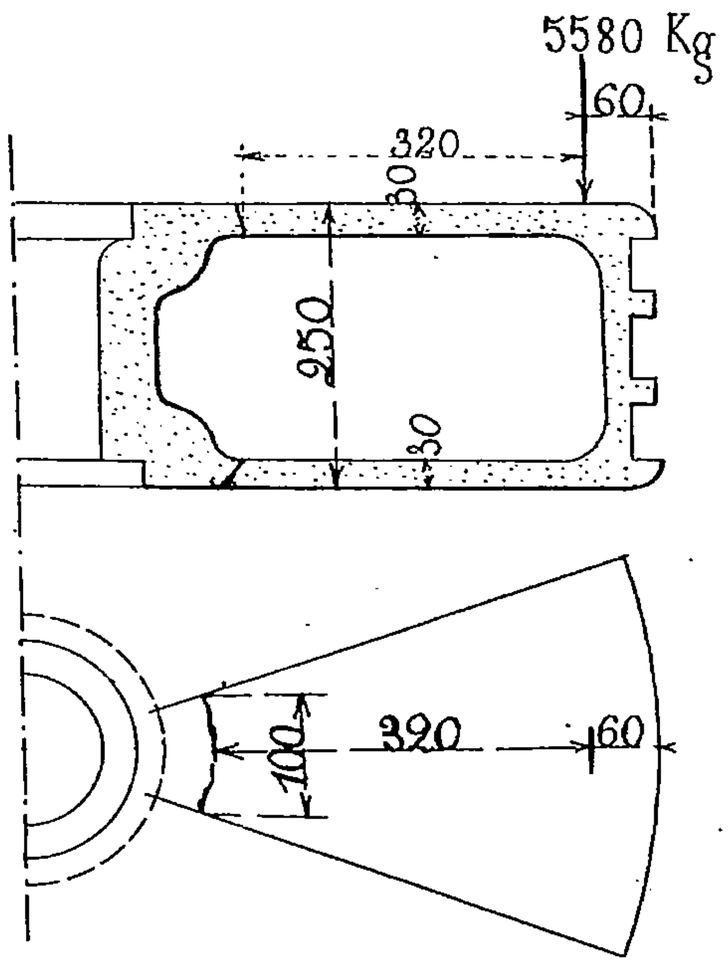


Fig. 180 et 181.

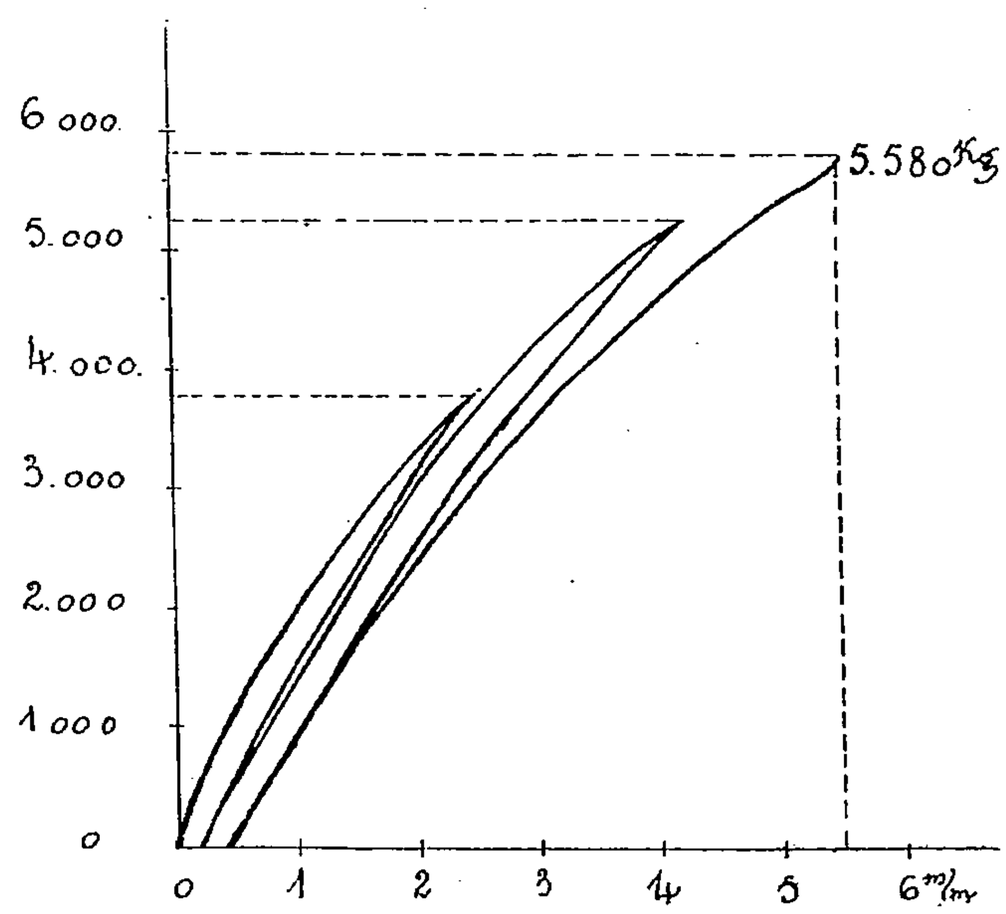


Fig. 182.

un palan muni d'un dynamomètre qui permettait d'estimer la charge à chaque instant au point d'appui sur la pièce.

Nous employons cette disposition simple, précise, à manœuvre facile, lorsque nos machines à essayer ne se prêtent pas à l'installation des pièces trop volumineuses.

Sous la charge de rupture P = 5.580 kilog., on déduit :

$$T = \frac{6Plh}{a(h^3 - h'^3)} = \frac{6 \times 5.580 \times 32 \times 25}{10\left(\overline{25}^3 - \overline{19}^3\right)} = 305 \text{ kilog. par centimètre carré.}$$

Cette très faible valeur correspond cependant à une cassure très nette ; cette partie du piston, après sciage, ne paraissait pas présenter de traces de fatigue.

Nous ne pouvons néanmoins accorder ce chiffre avec le coefficient minimum de traction 640 kilog. relatif à une partie défectueuse, et encore moins avec le coefficient de traction 920 kilog. d'une partie saine, pas plus qu'avec celui minimum de compression 3.800 kilog., et celui minimum de flexion simple sans défaut : 1.750 kilog.

De même qu'avec les pistons en fer, nous reconnaissons que la formule employée ne saurait s'appliquer à des parois en fonte non solidarisées par une nervure suffisante.

Si l'on considère chaque paroi comme indépendante, on est conduit à poser :

$$Pl = 2\frac{TI}{n} \qquad \text{soit : } T = \frac{6 \times 5.580 \times 32}{2 \times 10 \times 3^{-2}} = 5.952 \text{ kilog.}$$

Valeur environ deux fois trop forte si on la compare avec celle 2.180 kilog. donnée par l'éprouvette de flexion ayant accusé le coefficient le plus élevé. Ce secteur constitue un solide particulier dans lequel la liaison des parois planes avec la paroi de pourtour joue un rôle plus ou moins important selon le développement du pourtour, en admettant que la largeur à l'encastrement reste constante. Chaque paroi n'est pas libre de fléchir comme si elle était isolée ; elle fléchit davantage et résiste moins qu'avec une liaison par

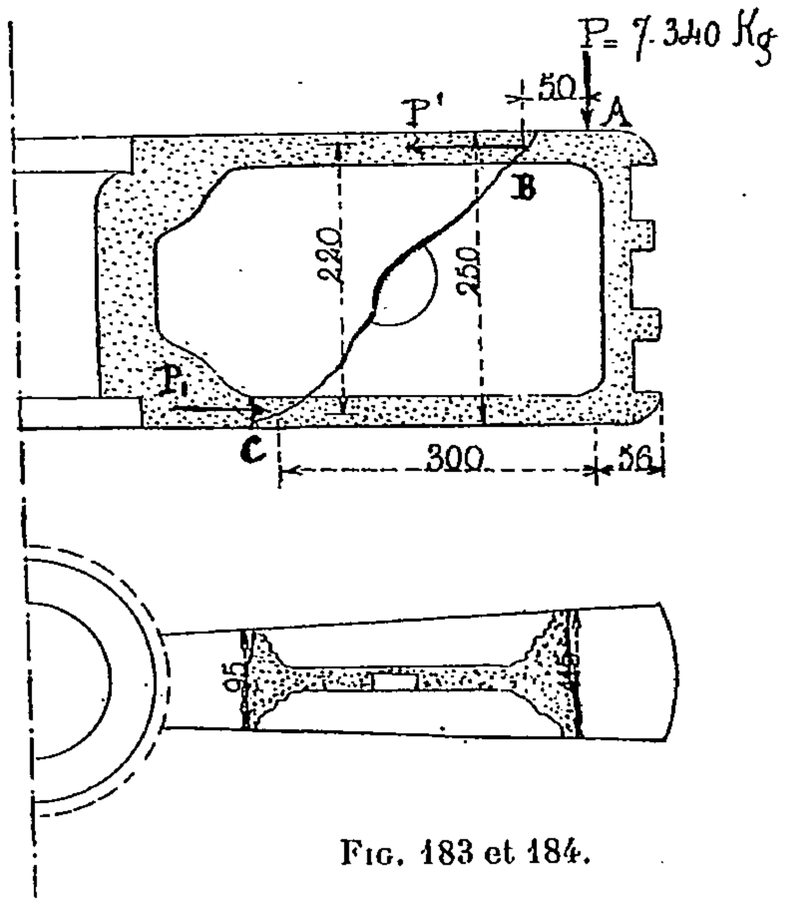


Fig. 183 et 184.

une âme mince dont l'influence dans le calcul peut être négligée, mais dont l'action assure néanmoins la solidarité.

La section de rupture correspondait à un développement de 10 centimètres pour un rayon $r' = 17$ centimètres, soit, pour le piston entier, à un développement :

$$2 \times 3,14 \times 17 = 106 \text{ cm. } 76.$$

L'effort total de rupture, sans tenir compte des nervures ni des réactions concentriques, serait :

$$\frac{5.580 \times 106,76}{10} = 59.572 \text{ kilog., soit : } 60.000 \text{ kilog.}$$

Or, l'effort de rupture général était de 214.000 kilog.

Le rapport des deux efforts serait :

$$\frac{214.000}{60.000} = 3,5.$$

Il faudrait attribuer la différence :

$$214.000 - 60.000 = 154.000 \text{ kilog.}$$

aux réactions concentriques et aux nervures avec solution de continuité, ce qui est assez admissible.

Flexion d'un secteur avec nervure. — Un secteur avec nervure (fig. 183 et 184) a été scié sur deux faces latérales et rompu sous un effort de 7.340 kilog. avec flèche de 1 mm. 4.

Comme la nervure présentait une solution de continuité qui s'étendait sur toute sa hauteur, il faut calculer la tension dans la section en B en prenant les moments de P et de P′ par rapport au point C, soit :

$$P \times 300 = P \times 220.$$

D'où :

$$P' = \frac{300\,P}{220} = \frac{300 \times 7.340}{220} = 10.000 \text{ kilog.}$$

La tension par centimètre carré serait :

$$\frac{P'}{S} = \frac{10.000}{11,5 \times 3} = 290 \text{ kilog.}$$

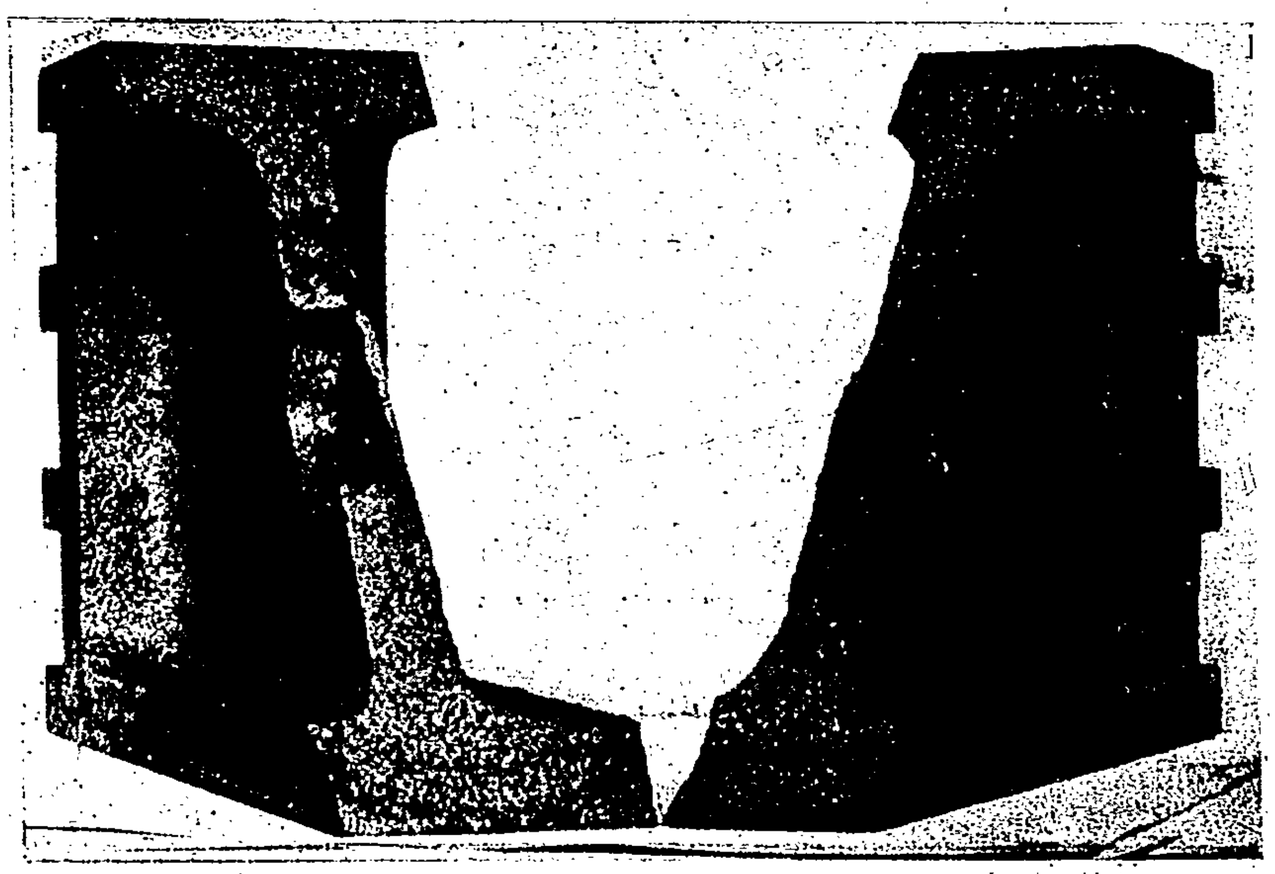


Fig. 185.

La compression P_1 est déduite en considérant les moments par rapport au point B :

$$P_1 = \frac{50 \times 7.340}{220} = 1.666 \text{ kilog.}$$

La compression par centimètre carré est :

$$\frac{1.666}{9,5 \times 3} = 58 \text{ kilog.}$$

Les très petites valeurs 290 kilog. et 58 kilog. justifieraient la séparation par déchirure ainsi que l'attestent d'ailleurs les directions des surfaces en B et C; la rotation se faisant en C, la partie B a cédé en premier. Les cassures des parois ne sont pas parallèles à l'axe, mais obliques en prolongement de la solution de continuité primitive fig. 185.

Si l'on considère la section d'encastrement vers le moyeu, de 90 millimètres de

largeur (fig. 186), distante de 39 centimètres de l'effort 7.340 kilog., la fatigue s'élèverait seulement à :

$$T = \frac{7.340 \times 39 \times 6 \times 25}{9 \times \overline{25}^{3} - 3,5 \times \overline{19}^{3}} = 340 \text{ kilog.}$$

En admettant un coëfficient de rupture de 1.700 kilog., la charge aurait dû s'élever à :

$$\frac{1.700 \times 7.340}{340} = 36.700 \text{ kilog.},$$

soit cinq fois plus.

Et pour les six secteurs analogues supposés indépendants, l'effort total serait 220.200 kilog., soit une valeur plus grande que celle 214.000 kilog. obtenue à l'essai avec des secteurs solidaires les uns des autres, ce qui montre bien que le piston aurait résisté davantage s'il n'avait pas eu de défauts d'homogénéité dans la paroi arrière, et si les nervures ne s'étaient pas rompues en biais préalablement. Aucune nervure n'étant restée

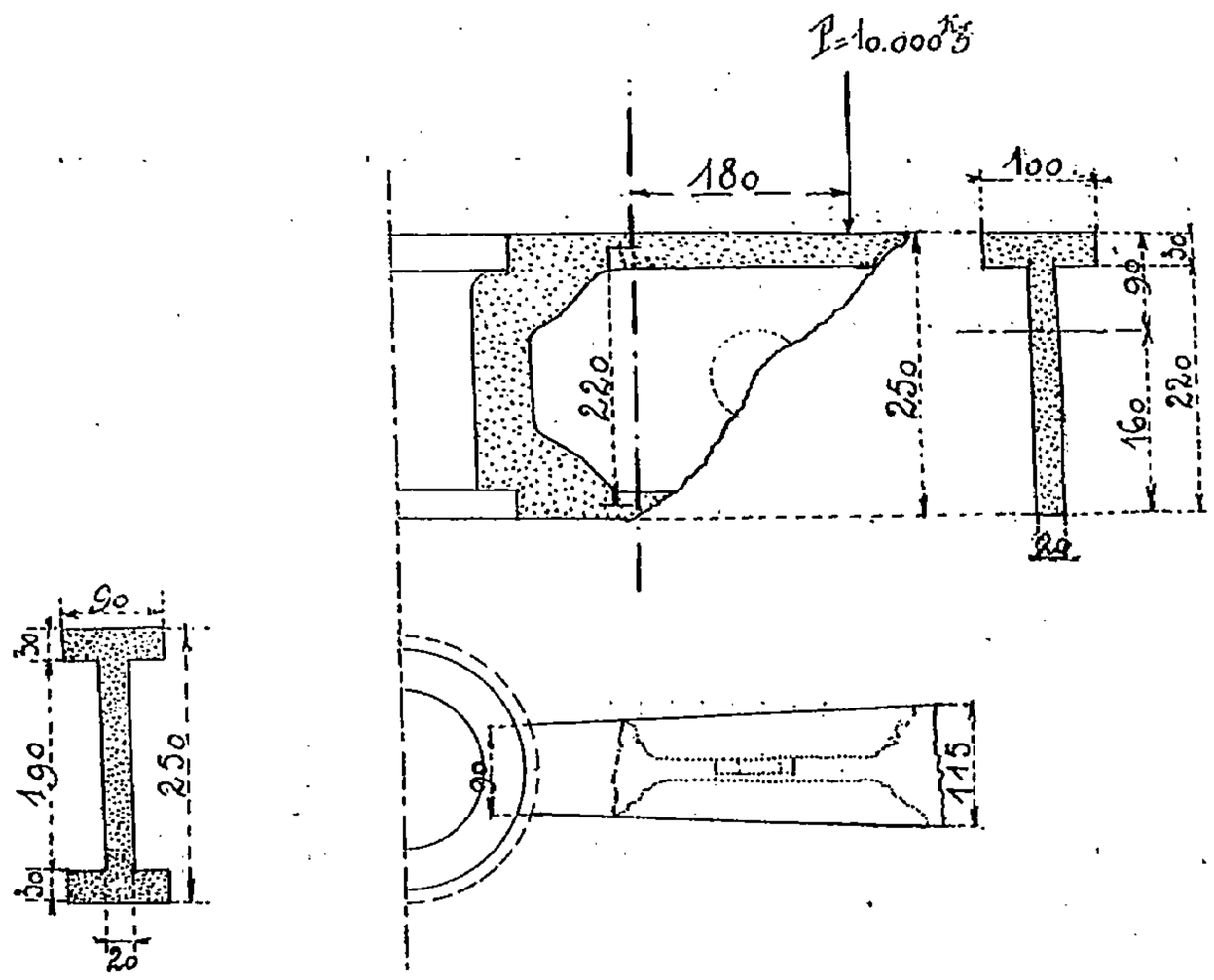


Fig. 186. Fig. 187 à 189.

intacte, nous n'avons pu faire d'essai en vue de faire ressortir leur résistance propre pour la combiner avec celles qui précèdent et établir des comparaisons.

Notons que le secteur avec nervure présentait des sections de rupture de dimensions peu différentes de celles du secteur sans nervure et que ces deux essais sont assez comparables.

Le rapport de leurs résistances serait :

$$\frac{7.340}{5.580} = 1,3.$$

Nous avions encore ménagé un deuxième secteur avec nervure pour le briser en sens contraire du premier, mais le lendemain de l'opération du sciage, nous avons été très étonné de constater que la fente s'était propagée de chaque côté; la paroi avant était

complètement séparée avec saillie de 0 mm. 4; la paroi arrière tenait encore sur une très petite partie de la section.

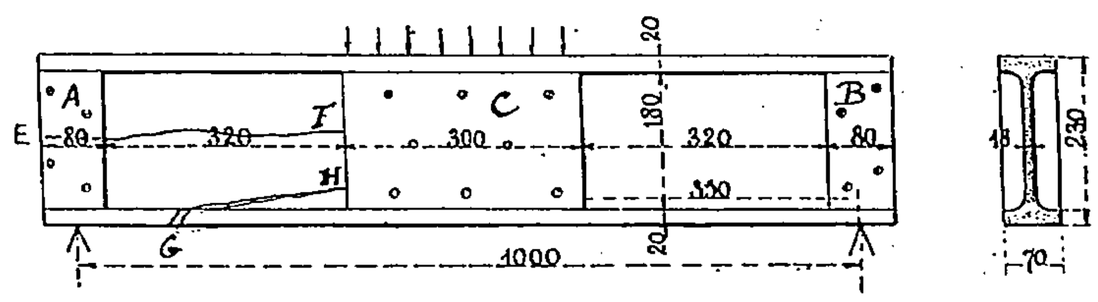
Il est à présumer que les tensions primitives qui existaient encore en partie et que dénotait l'écartement des faces séparées, quelques dixièmes de millimètre, puis les vibrations dues au sciage, ainsi que les manœuvres de manutention pourtant faites avec précaution, sans omettre l'ébranlement dû à la rupture générale, ont déterminé la propagation de la solution de continuité.

Nous avons ensuite essayé de briser la partie formant console (fig. 187 à 189) attenant au moyeu. Sous un effort de 10.000 kilog., maximum que nous pouvions développer avec notre levier, la flèche était de 1 mm. 2. La réaction du métal ressort à 875 kilog. dans une section à la distance $l = 180$ millimètres du point d'application de la charge, soit dans les fibres comprimées à la base de la nervure ou de la section en forme de T (fig. 188) dont le centre de gravité se trouve à 160 millimètres de cette base et à 90 millimètres de la face supérieure.

La tension dans les fibres supérieures était de :

$$\frac{875 \times 90}{160} = 492 \text{ kilog.}$$

En admettant une résistance de traction de 1.000 kilog. par centimètre carré, il eût fallu un effort d'environ 20.000 kilog. pour obtenir la rupture.



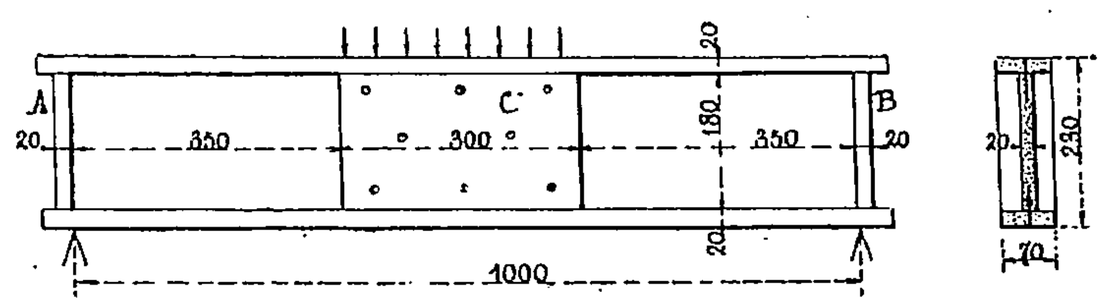


Fig. 190 à 193.

Des essais avec pièces de bois combinées (fig. 190 à 193) ont donné :

I. — Barre simple de 70 × 20 millimètres posée sur deux appuis distants de 1 mètre :

$$R_1 = \frac{44 \times 1.000 \times 6}{4 \times 70 \times \overline{20}^2} = 2 \text{ kg. } 3 \text{ par millimètre carré.}$$

II. — Barres et âme vissée, diagramme fig. 194 :

$$R_2 = \frac{1.930 \times 350 \times 6 \times 220}{2\left(70 \times \overline{220}^3 - 50 \times \overline{180}^3\right)} = 0 \text{ kg. } 98.$$

III. — Pièce avec âme ménagée dans la masse :

$$R_3 = \frac{2.500 \times 350 \times 6 \times 220}{2 \times 453.760.000} = 1 \text{ kg. } 28.$$

IV. — Pièce précédente avec extrémités renforcées par des pièces A et B fixées par des vis (fig. 190 et 194) :

$$R_4 = \frac{3.200 \times 350 \times 6 \times 220}{2 \times 453.760.000} = 1 \text{ kg. } 63.$$

Rapports :

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{2,3}{0,98} = 2,35 \qquad \frac{R_1}{R_3} = \frac{2,3}{1,28} = 1,8 \qquad \frac{R_1}{R_4} = \frac{2,3}{1,63} = 1,5.$$

Ce dernier rapport est le plus intéressant ; malgré l'importance de l'âme et le renforcement des extrémités lui assurant plus de rigidité, le coefficient R_4 est 1,5 fois plus petit que celui R_1 de la barre rectangulaire simple. Cette valeur correspond assez à celle 1,3

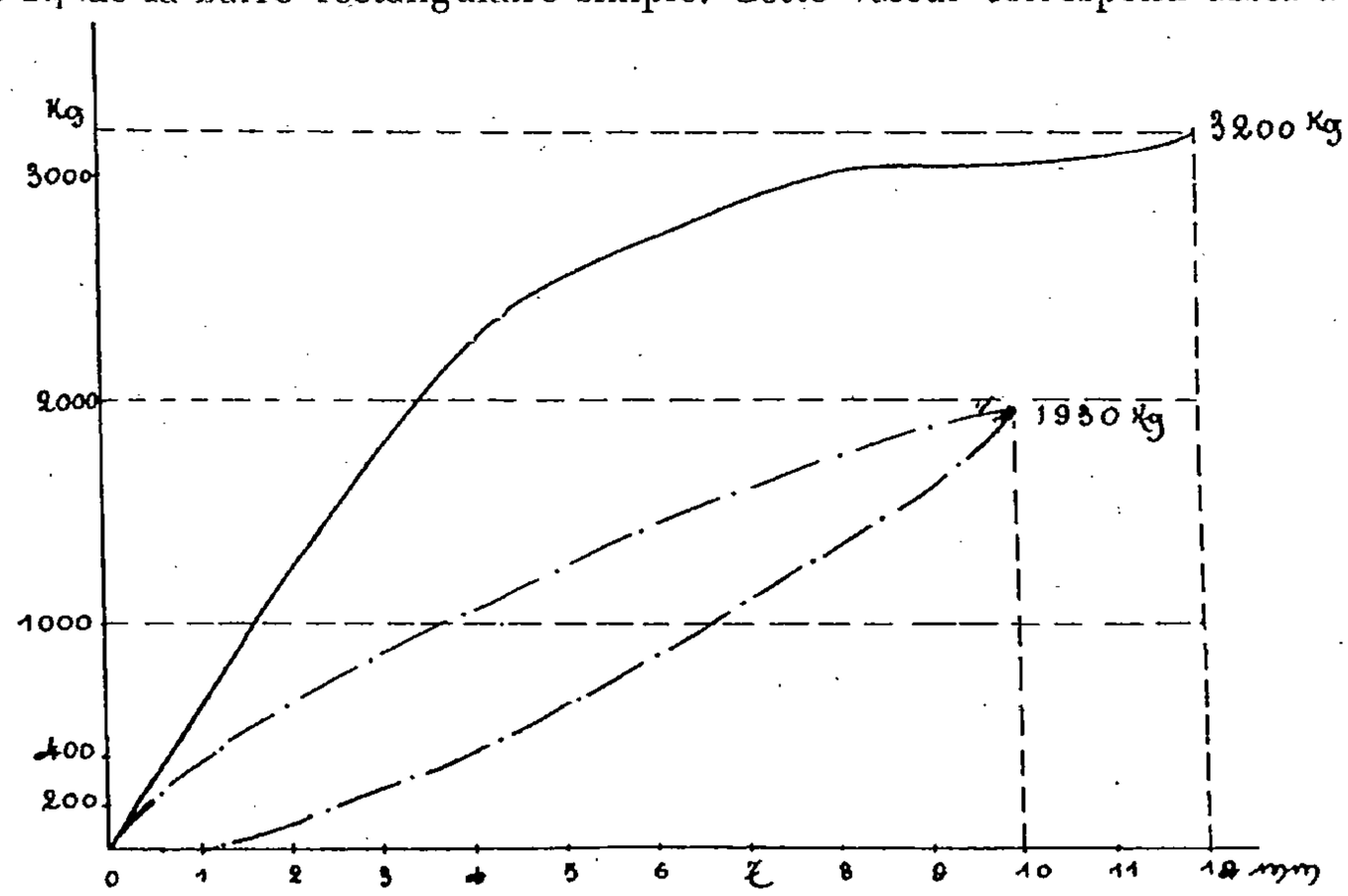


Fig. 194. — Flexion de pièces de bois combinées.

obtenue pour le rapport des charges relatives au secteur sans nervure et au secteur avec nervure.

Sur la fig. 190, nous avons indiqué la première rupture de l'âme par glissement à 2.850 kilog. suivant la ligne EF et sous la flèche 5 millimètres. Le déplacement relatif des deux parties de l'âme sous la flèche 10 millimètres était de 4 millimètres à l'extrémité E de l'éprouvette. On conçoit qu'avec du bois la rupture se fasse parallèlement aux fibres et non pas sur la diagonale comme avec la fonte. La ligne GH correspond à la rupture finale sous flèche de 12 millimètres et sous effort de 3.200 kilog. Cette rupture aurait dû se produire vers la partie C, néanmoins elle concorde avec la rupture générale du piston de fonte.

Éprouvette de flexion circulaire. — Nous avons prélevé dans la paroi arrière une éprouvette de dimensions fig. 195 à 197, soumise sur sable à une pression uniformément répartie ; elle s'est brisée sous un effort de 90.200 kilog., soit :

$$p = \frac{90.200}{3,14 \times \overline{9}^2} = 354 \text{ kilog. par centimètre carré.}$$

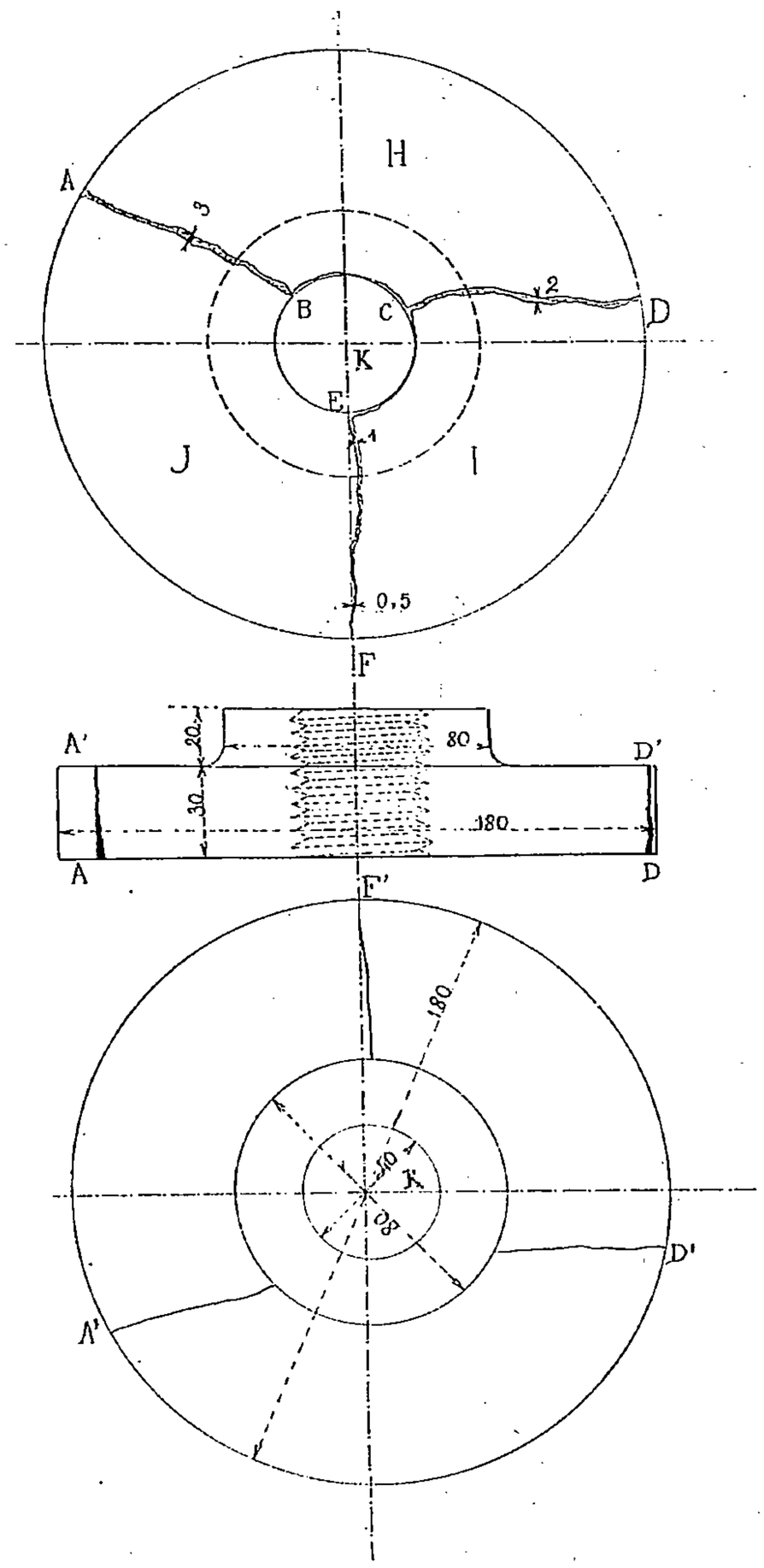
La formule de M. Pouleur donne :

$$T = \frac{354\left(2 \times \overline{9}^3 - 3 \times \overline{9}^2 \times 4 + \overline{4}^3\right)}{1,0625 \times \overline{3}^2 \times 4} = 5.120 \text{ kilog.}$$

Notre relation accuse :

$$T_2 = \frac{3{,}14 \times 354 \times 550}{\frac{2}{3}(3{,}14 \times 4 + 2\,(9 - 4))} = 2.540 \text{ kilog.}$$

Cette dernière valeur concorde assez bien avec la résistance de flexion des parties



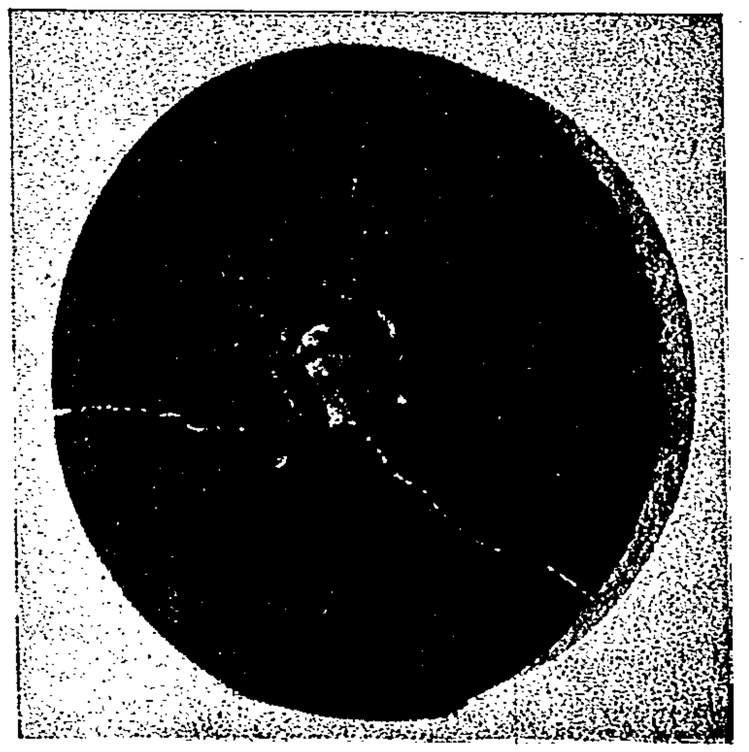


Fig. 198.

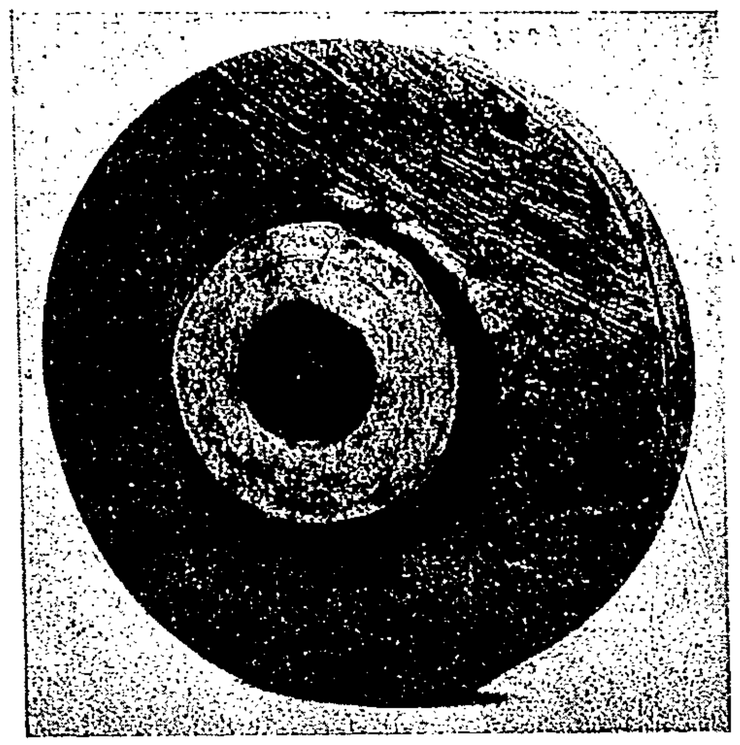


Fig. 199.

Fig. 195 à 197. — Éprouvette de flexion circulaire en fonte. (Rupture à 90.200 kilog.)

saines, tandis que la première est deux fois plus forte. Cependant l'épaisseur est déjà assez grande et le rapport :

$$\frac{r}{r'} = \frac{9}{4} = 2{,}25.$$

Les cassures se sont faites sur les trois directions AB, CD, EF dont l'écartement angulaire est à peu près égal (fig. 195).

Du côté dépourvu de bossage (fig. 198) les solutions de continuité aboutissent d'une façon très apparente, jusqu'au trou fermé par le bouchon K. La ligne AB dénote le début de la rupture par un écartement de 3 millimètres, tandis que celui de CD n'a que 2 millimètres et celui de EF varie de 0,5 à 1 millimètre. Du côté muni de bossage (fig. 199) les lignes aboutissant en A′ et en D′ (fig. 197) sont bien visibles, tandis que la troisième en F′ l'est très peu. A partir du bossage, on n'aperçoit pas leur prolongement, même à la loupe.

Pour mettre les cassures à découvert du côté du bossage, nous avons essayé de séparer le secteur H en frappant à coups modérés d'un marteau, mais la liaison était encore assez grande, et nous avons préféré laisser l'éprouvette telle quelle parce qu'il est assez rare de les obtenir dans ces conditions.

Ces divers essais sur le piston de fonte creux nervuré donnent lieu à des résultats qui présentent de grandes différences de résistance, dues à des défauts d'homogénéité très nombreux provenant des moyens adoptés pour la confection du moule, et à des tensions primitives dans tout le corps du piston.

Si on ajoute à ces causes les irrégularités d'épaisseur qui peuvent se produire, il faut reconnaître que le constructeur est prudent en adoptant des dimensions assez fortes, pour parer à ces diverses éventualités, pour assurer le degré de sécurité que doivent comporter de telles pièces.

C'est aussi avec raison que pour les hautes pressions et les grandes vitesses, moteurs à gaz, on adopte des fontes tenaces, ou mieux, comme dans les pistons des machines marines, on délaisse la fonte pour recourir à l'acier coulé, et que, dans les locomotives, les pistons sont construits en acier coulé ou en fer forgé, métaux assurant la solidité avec le minimum de poids. Le piston de 1,100 pesait 860 kilog.; il n'est pas douteux qu'avec de l'acier coulé, obtenu aujourd'hui dans d'excellentes conditions d'homogénéité, on puisse réduire ce poids de moitié tout en assurant une plus grande sécurité et un prix de revient peu différent.

Considérons encore l'application des formules à trois pistons creux en fonte d'un moteur de 2.000 chevaux de la maison Dujardin et Cie.

Petit piston :

$p = 10$ kilog. $h = 35$ cm. $h' = 31$ cm. $r = 39$ cm. $r' = 17$ cm.

Formule de M. Pouleur :

$$T = \frac{10 \times 35}{1{,}0625\left(\overline{35}^3 - \overline{31}^3\right)}\left(\frac{2 \times \overline{59}^3 - 3 \times \overline{59}^2 \times 17 + \overline{17}^3}{17}\right) = 70 \text{ kilog.}$$

Notre formule donne :

$$T_3 = \frac{3{,}14 \times 10 \times 35}{\overline{35}^3 - \overline{31}^3}\left(\frac{2 \times \overline{59}^3 - 3 \times \overline{59}^2 \times 17 + \overline{17}^3}{3{,}14 \times 17 + 2\,(39 - 17)}\right) = 40 \text{ kilog.}$$

Ces valeurs sont toutes deux acceptables; elles assurent une grande sécurité même avec de la vapeur surchauffée à 300°.

On constate que la formule de M. Pouleur peut s'appliquer lorsque la hauteur h du piston est importante et lorsque le rayon r' est grand par rapport à r.

Moyen piston :

$p = 6$ kilog. $h = 30$ cm. $h' = 25$ cm. $r = 50$ cm. $r' = 15$ cm.

Il vient : $T = 140$ kilog.
$T_3 = 58$ kilog.

Grand piston :

$p = 2$ kilog, $h = 30$ cm. $h' = 25$ cm. $r = 80$ cm. $r' = 20$ cm.

On déduit : $T = 170$ kilog.
$T_3 = 57$ kilog.

En considérant un secteur d'angle $\theta = 60°$, dont une nervure se trouve au milieu, l'épaisseur de la nervure étant de 2 centimètres, notre formule donne :

$$T_3 = 42 \text{ kilog.}$$

Il est admis que la fonte pour les pistons ne doit pas travailler au-dessus de 100 kilog. par centimètre carré pour tenir compte des défectuosités et parce que ces organes sont soumis à des flexions de sens contraire très répétées et à des températures plus ou moins hautes.

(*A suivre.*)

PROCÉDÉ ET MACHINES AU JET DE SABLE

Par M. **G. Franche.**

(*Suite*[1].)

Parmi les procédés de réserve photographique offrant une grande délicatesse de touche lorsqu'on les combine soit avec une pression soit avec un appareil judicieusement choisis, il faut citer celui où on fait emploi des gélatines chromées, c'est-à-dire où l'on utilise l'action sensibilisatrice des sels de chrome sur les gélatines. Rappelons à ce propos que les arts graphiques, tels que la collotypie et la photoplastie, ont déjà tiré parti de la propriété connue des gélatines chromées : Si une plaque de cette gélatine spéciale est exposée à la lumière active, elle devient insoluble, imperméable et inextensible, et, de plus, elle a été transformée dans des conditions telles qu'elle est apte à absorber l'encre d'imprimerie.

Son application au jet de sable pourra dès lors avoir lieu de deux façons, tantôt par épreuves positives (qui seront perdues), tantôt par épreuves négatives, avec reports par l'un des moyens décrits ci-avant ; en effet, lorsqu'on masque une plaque de gélatine chromée plus ou moins épaisse par un écran ou un négatif, elle subit l'action de la lumière qui lui arrive à travers le négatif, et chaque point sera dès lors impressionné à un degré différent, suivant le degré de transparence des points correspondants de ce négatif.

Après une exposition convenablement prolongée à la lumière et pour laquelle l'expérience seule peut guider, on plonge la plaque de gélatine dans l'eau suffisamment tiède ; la gélatine gonfle en chaque point plus ou moins, suivant que l'action de la lumière a été plus ou moins intense, disparaît même dans certains endroits ; de sorte qu'on voit apparaître en relief une image positive de la plaque auxiliaire qui a servi à déterminer, en chaque point, l'intensité de l'action lumineuse.

En définitive, il est possible d'obtenir sur un objet quelconque, en verre par exemple, une plaque sensibilisée présentant des creux et des reliefs plus ou moins accentués selon le degré de finesse des lignes du dessin que l'on veut reproduire.

Or, de même que le dessin type peut servir pour imprimer à l'encre grasse ou être transporté sur une plaque de celluloïd ou de métal, il est également facile de l'enduire de l'une des mixtures résistant à un jet de sable modérément vif, précédemment indiquées, et de le transporter en cet état sur des séries d'objets, au moyen d'un papier véhicule.

Quant à l'autre combinaison, celle d'un modèle unique, qu'il s'agit par exemple de graver sur une planche de métal ou sur une pierre lithographique, les épaisseurs différentes de la gélatine chromée étant en proportion de l'intensité de la lumière active, l'effet du jet de sable sera de reproduire immédiatement en positif l'image dont cette même gélatine sensibilisée constitue un négatif. Les grains attaqueront de suite les parties minces ou découvertes, puis mordront de proche en proche sur les dégradés tandis qu'ils rebondiront sur les réserves solides sans atteindre la paroi de l'objet qu'elles protègent ; il va sans dire qu'il faudra arrêter leur action juste à point pour ne pas endommager le négatif de gélatine et qu'il est nécessaire de proportionner la pression du vent ainsi que la quantité et la qualité du sable aux travaux plus ou moins fins que l'on veut effectuer.

1. *Revue de Mécanique*, janvier 1904, p. 23.

ENGINS DE PROPULSION DU SABLE

Lorsque les pièces à ouvrer ne sont pas sujettes à rouiller, comme c'est le cas en verrerie et gobeletterie, ou ne craignent pas l'action d'un sable simplement humide et susceptible de se former en petites pelotes, dans la grosse fonderie, par exemple, on peut faire usage d'un jet de vapeur; il suffit alors de disposer d'un générateur avec sa tuyauterie accessoire: régulateurs de pression, purgeurs et autres; c'est là l'installation rudimentaire et, par conséquent, économique sous le rapport des premiers débours.

Ce n'est cependant pas aujourd'hui le mode le plus général ; car, malgré les précautions préalables ou consécutives de purger la vapeur de l'eau de condensation ou de l'aspirer aussitôt qu'elle a communiqué au sable l'énergie nécessaire, on ne saurait répondre que le jet est absolument sec, une maladresse, une fausse manœuvre devant toujours être prévues. De plus, la pression indispensable pour que la vapeur reste à bonne température a comme conséquence une vitesse excessive, qui la fait rejeter dans nombre d'industries où l'action du sable doit être réduite à presque rien (le dépolissage des ampoules électriques, en particulier).

L'air comprimé, qui ne présente pas les inconvénients précédents, a donc actuellement une faveur marquée; selon la destination de l'appareil, on l'utilise à des pressions assez variables obtenues tantôt avec des compresseurs spéciaux, tantôt avec des ventilateurs ou enfin avec des machines soufflantes, plus puissantes.

Les ventilateurs à basse pression fournissent l'air à une tension de 0 m. 40 tout au plus; ce sont des appareils centrifuges.

Les ventilateurs de Roots fonctionnent à une pression moyenne de 1 mètre à 1 m. 50; ils se composent de deux véritables roues d'engrenage n'ayant chacune que deux dents, situées aux extrémités de même diamètre, et qui tournent dans une enveloppe parfaitement alésée. Les dents forment piston, aspirant l'air ambiant et le refoulant vers la sortie; des engrenages extérieurs assurent la concordance du mouvement des dents intérieures sans qu'elles frottent trop l'une sur l'autre; leur marche n'est cependant pas silencieuse, ce qui les fait souvent rejeter.

Quant aux compresseurs, rien ne limite la pression qu'on en peut obtenir et, comme on n'opère ordinairement pas à des pressions nécessitant le refroidissement de l'air comprimé, ils peuvent être d'une exécution très sommaire; parfois ils sont à axe vertical, mais pour de grands débits, il est préférable de choisir des compresseurs horizontaux, dont le cylindre est, d'ailleurs, plus facile à refroidir s'il en était besoin.

Il est utile d'adjoindre un réservoir d'air à la machine soufflante; il sert à emmagasiner une quantité notable d'air comprimé avant de l'envoyer à la machine à jet de sable; mais son rôle consiste surtout à régulariser de façon absolue la sortie du courant d'air par la buse du jet, en supprimant les variations de pression produites par le va-et-vient du piston.

Le compresseur et son réservoir doivent, de préférence, être installés en dehors de ladite machine de sorte que le sable ou les poussières résultant de l'action du jet ne puissent atteindre les organes ; en outre, cela diminue l'encombrement à proximité de l'appareil.

Nous verrons, lors de la description des types de machines les plus répandus, que quelques-uns comprennent dans leur ensemble le producteur de la pression ; mais nous croyons bon, pour sortir dès maintenant des généralités du début de ces articles et montrer comment le procédé peut être mis en pratique, de décrire l'un des premiers appareils complets de *Mathewson* (octobre 1887).

Le but que se proposait l'inventeur était de créer un courant intermittent afin de ne pas perdre la force non utilisée pendant les manipulations ou de n'avoir pas à interposer d'écran entre l'objet et le jet de la soufflerie, ce courant devant néanmoins être d'un volume suffisant pour marquer ou graver d'un seul coup des dessins sur des articles ordinaires en verre.

Cette machine portative (fig. 5) est desservie par un seul homme pour souffler surtout des marques sur des bouteilles, des verres, des vitres, ou sur la faïence, etc., marques correspondant à 35 millimètres de diamètre environ ; on peut en exécuter moyennement de 500 à 1.000 à l'heure.

Elle est constituée en principe (fig. 6) par une partie mécanique, où l'on donne, d'un seul mouvement, la dépression au vent, et par un second organe servant à graver les objets, l'ensemble étant porté sur un même bâti ; celui-ci est de forme cylindrique *a*, reposant sur des pieds, et il est muni de montants et de traverses sur lesquels sont agencées des poulies *b* dont l'une est dans l'axe de *a*. Le cylindre *a* est fermé par le bas et ouvert en haut

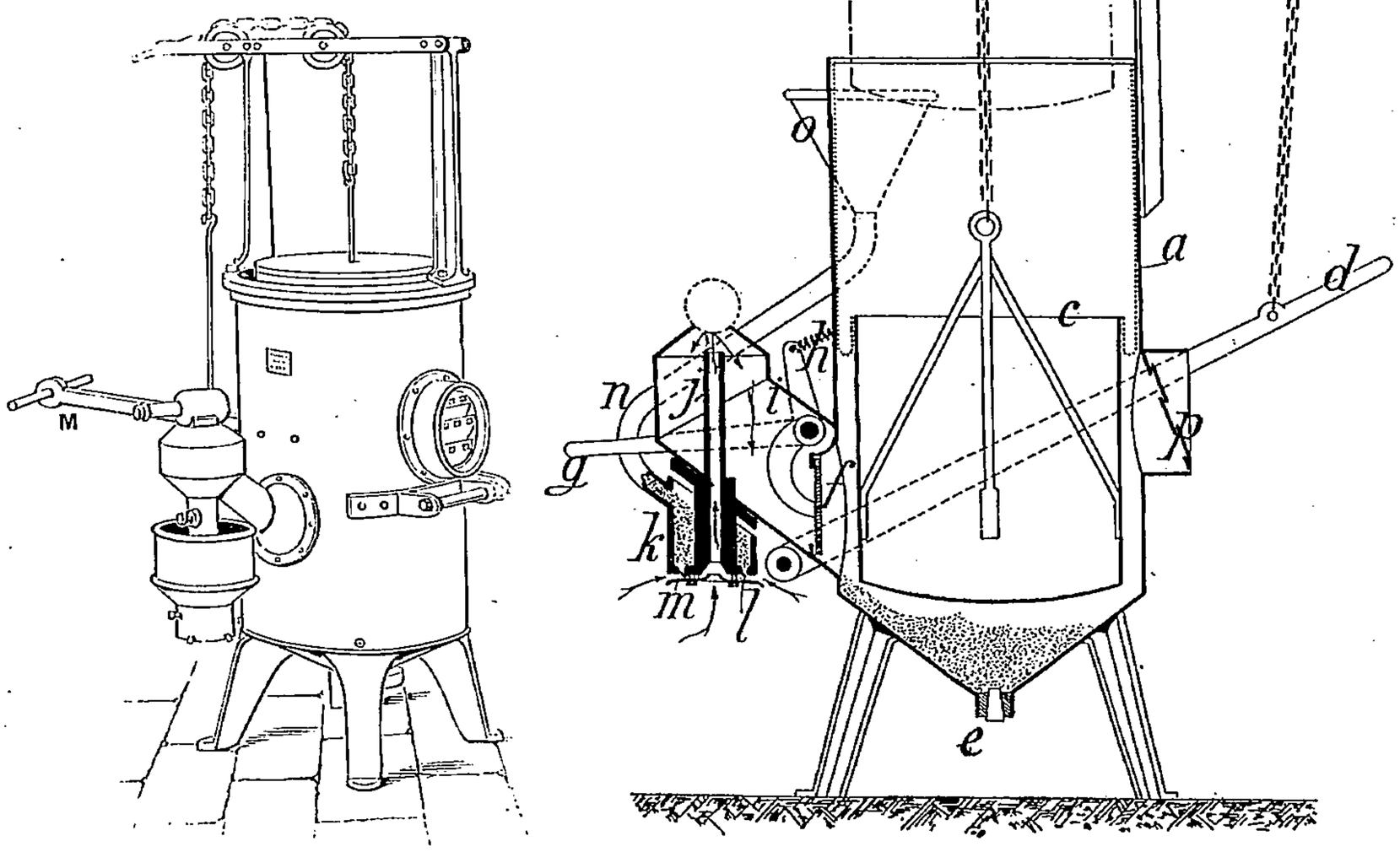


Fig. 5 et 6. — Machine portative *Mathewson*.

pour qu'un second cylindre *c*, fermé aussi à son extrémité, puisse être placé dans son intérieur et élevé ou abaissé ou moyen d'une corde ou d'une chaîne passant sur les poulies *b* et aboutissant au levier de manœuvre *d*.

L'intervalle entre les deux cylindres est obturé par une bande de caoutchouc souple et imperméable, se repliant sur elle-même en haut du plongeur *c* ; on a ainsi la possibilité d'élever le cylindre intérieur jusqu'à la position en lignes pointillées sans qu'il y ait admission d'air par le haut du cylindre extérieur ou bâti *a* ; en un mot, c'est un piston imperméable à l'air et ne pouvant subir l'action désagrégeante du sable emmagasiné dans

le fond tronconique de *a* et devant circuler dans l'appareil ; en cet endroit, un bouchon *e* permet de vider la machine pour faire servir le sable lors d'un nouveau chargement.

Quant à l'appareil à soufflerie, il est situé sur le côté et mis en communication avec l'intérieur du cylindre *a* par une valve *f*, manœuvrable par le levier *g* quoique maintenue par le ressort *h* ; une sorte de culotte *i* est disposée à la suite de la valve ; en son centre, se trouve la buse, percée de haut en bas pour le passage du mélange abrasif ; cette buse *j* est la seule communication entre l'intérieur du cylindre *a* et l'air ambiant ; elle est entourée d'un récipient à sable *k*, dont le fond est muni d'une série de petits trous *l*, par lesquels le sable est libre de tomber sur une plaque *m* ; ce récipient reçoit, d'autre part, le sable actif et sec par un tuyau supérieur *n*, que couronne une trémie *o*.

On maintient fortement, au-dessus de la buse *j*, l'objet à ornementer sur le patron découpé et de façon telle que le joint soit hermétique. Enfin *p* est une soupape d'échappement de l'air, nécessaire pour que le cylindre *c* puisse revenir à sa position initiale lors de l'intermittence.

Si, au moyen du levier *d*, on élève peu à peu le cylindre intérieur, on obtient un vide partiel dans la capacité intermédiaire ; pendant ce temps, ouvrant plus ou moins la valve *f* en manœuvrant *g*, la dépression intérieure va engendrer un appel d'air par le centre de la buse *j*, et cet engouffrement du fluide provoquera l'entraînement du sable tombant par les petits orifices *l*, sur la plaque *m*. Les flèches du dessin montrent comment le sable aspiré lors de ce fonctionnement traverse la buse de bas en haut, frappe l'objet, retombe en *i*, puis, au delà, arrive au fond du réservoir.

Pour interrompre le courant selon les nécessités, il suffit de fermer la valve *f* ; lorsque l'opération de gravure est achevée, le volume intérieur a atteint ou à peu près la pression atmosphérique ; le cylindre *c* retombe par son propre poids, expulsant l'air par la soupape libre *p* ; c'est à cet instant qu'on procède au rechargement du sable et au changement de l'objet.

Il est néanmoins possible d'abréger les intermittences en agençant deux séries de cylindres qui fonctionnent alors alternativement ; en outre, il est à remarquer qu'au lieu de produire un vide partiel, dont le maximum est évidemment la pression atmosphérique prise à l'inverse, on pourrait tout aussi bien combiner cet appareil pour fonctionner par compression de l'air, le cylindre, en s'abaissant, devant expulser le volume inférieur sous une pression à peu près constante ; en ce cas, il faudrait relier la capacité intérieure du cylindre fixe à la buse, et le trajet suivi par le sable serait absolument le même que quand on agit par dépression. Le caractère distinctif de cette machine est de graver des marques en une seule passe, à l'instar d'un coup de pompe.

Appareils portatifs a vapeur. — Le type général des machines portatives ou, mieux, assez légères pour qu'elles soient facilement transportables, dérive de l'appareil décrit par Mathewson dans l'addition au brevet n° 200690 (28 mars 1899, *voir l'annexe*) et correspond à la disposition ci-après (fig. 7 et 8) ; il suffit, la plupart du temps, pour compléter ce schéma en applications, d'imaginer que cet engin est suspendu à un appareil de levage ou supporté sur des roulettes ou autrement.

Le sable est contenu dans une trémie *a* (fig. 7), munie d'une anse pouvant s'adapter, par exemple, à un support quelconque ; le fond de ce panier est terminé en forme d'ajutage que ferme un tiroir *b* (ou tout autre obturateur) à la disposition de l'ouvrier ; entourant la partie inférieure du magasin à sable, existe un second cône *c*, servant à l'appel du volume d'air qu'il est nécessaire d'aspirer pour provoquer l'entraînement convenable du sable obéissant, vers le centre, à la pesanteur.

La vapeur arrive par la tubulure *d*, et, rencontrant la chute de sable, communique à celui-ci sa force vive, en même temps qu'elle provoque la succion de nouvelles quantités

du mélange ; le jet complet qui a pris ainsi naissance doit être purgé de la vapeur vive avant de sortir de la buse, ce qui a lieu par l'interposition d'une chambre *e*, mise en communication avec un aspirateur quelconque placé à proximité et non figuré sur le dessin.

Le plus ordinairement, cet aspirateur est constitué par un jet auxiliaire de vapeur et les robinets sont dès lors combinés de telle sorte qu'il purge au préalable la vapeur vive

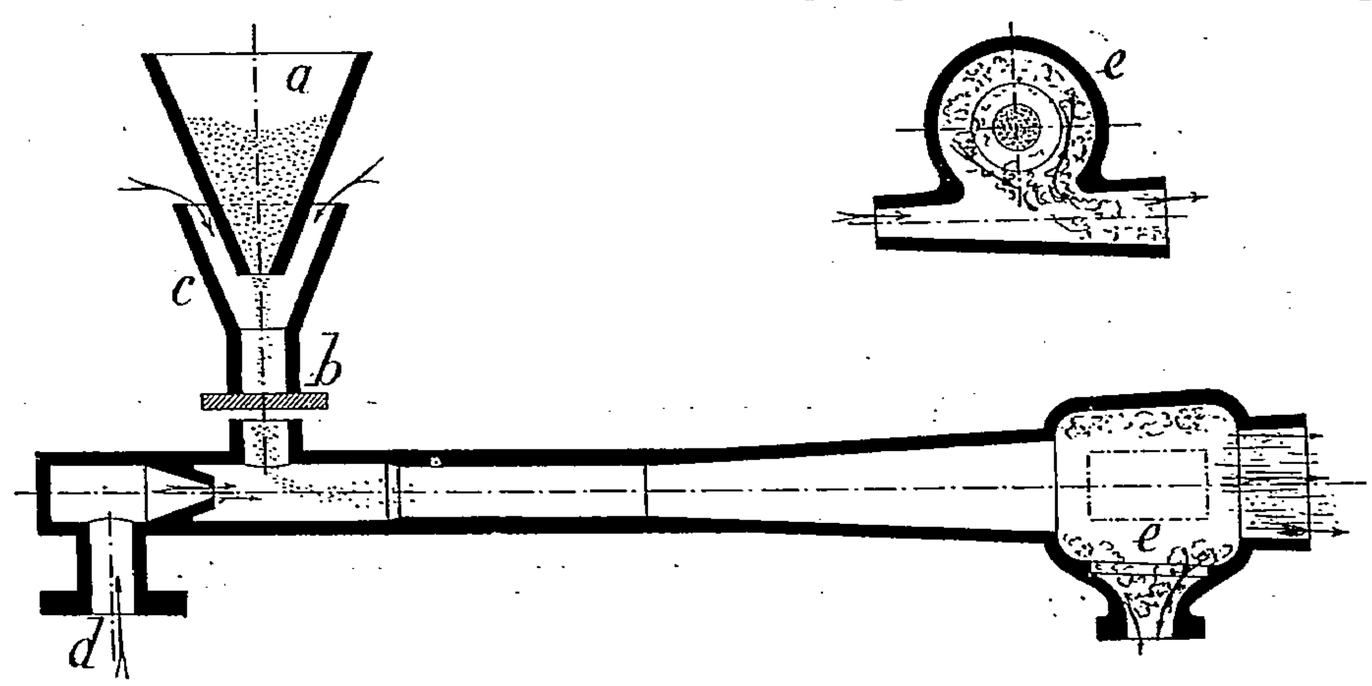


Fig. 7 à 9.

de son eau de condensation dans un séparateur analogue à celui de l'affûtage des limes, quoique plus simple (voir plus loin).

Ces modèles transportables deviennent indispensables dès qu'il s'agit de nettoyer des pièces dont les dimensions ou le poids ne se prêteraient pas à une manipulation facile ; comme la machine peut être montée sur un pied ou portée par un appareil de levage, elle permet très commodément d'exposer au jet de sable toutes les parties des objets qu'il

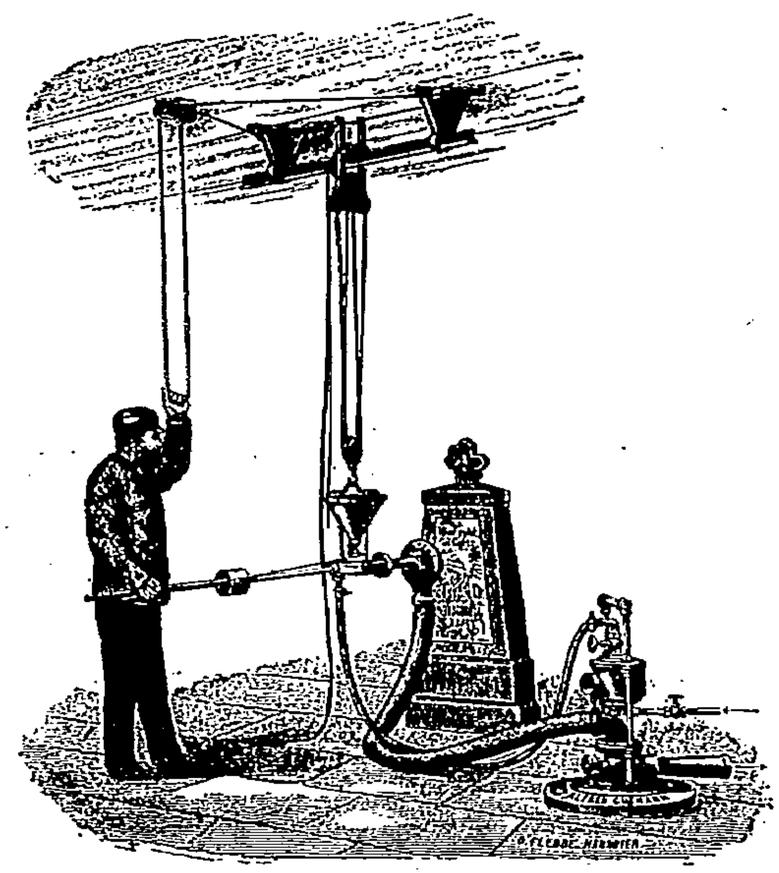


Fig. 10.

s'agit de nettoyer ou sur lesquels on doit exécuter des gravures (fig. 10) ; disons à ce propos qu'on peut faire environ 100 lettres moyennes par heure avec une dépense de 75 kilog. de vapeur seulement.

Pour les grosses pièces de fonderie et particulièrement de fonderie d'acier, auxquelles le sable du moule adhère avec une très grande énergie, l'air, à moins de le comprimer à

une pression exagérée (ce qui serait peu économique), ne serait pas assez actif ; la température de la coulée est, en effet, assez élevée pour qu'il se soit produit une sorte de vitrification ou d'émaillage. Le nettoyage des objets, quelque compliqués de forme qu'ils soient, a au contraire lieu d'une façon suffisante par le jet engendré par une pression de vapeur de 5 kilog., minimum.

Un avantage particulier de cet appareil réside dans le fait que le jet peut atteindre toutes les parties intérieures, après enlèvement des fils des noyaux, et cela sans qu'il reste ensuite la moindre trace du sable de fonderie : les recoins les plus cachés, qu'un polisseur consciencieux ne peut aucunement nettoyer, sont, on peut le dire, attaqués à fond, et même à peu près à blanc.

En outre, aucune transmission n'est ici nécessaire pour le service : un tuyau pliant de 20 millimètres suffit pour l'alimentation en fluide ; il y a lieu, toutefois, de prendre la précaution de se maintenir à une certaine distance du jet ; car, à moins que l'ouvrier ne soit garanti par un casque spécial, les projections de sable et les tourbillons de poussières qui en sont le résultat sont susceptibles d'avoir de pernicieuses influences d'ordres divers. On a donc pris l'habitude de disposer les appareils portatifs à vapeur (ou à air comprimé) à l'extrémité d'un manche en bois ou d'un tube, avec agrès de manœuvre appropriés.

Cette machine est également utilisable pour décaper les cadres et brasures des vélos et autres, à cause de sa simplicité et, par conséquent, de son bas prix ; sa consommation de vapeur correspond alors à celle qui serait nécessaire pour produire 2 chevaux. Comme rendement moyen, un cadre entier est décapé en moins d'un quart d'heure moyennant quelques précautions judicieuses dont les principales sont que le sable soit recueilli après son action et versé dans l'entonnoir par un aide et que la vapeur morte soit conduite au dehors par un simple tuyau en zinc de 0 m. 07 de diamètre.

Machines a jet mobile a air comprimé. — Ce qu'il faut entendre ici par mobilité ne s'applique évidemment pas aux compresseur, réservoir et accessoires du procédé, mais seulement à la lance de manœuvre servant à diriger le jet en n'importe quel endroit des pièces ou des surfaces.

Selon la manière dont se fait le mélange d'air et de sable, on peut classer ce genre d'appareils portatifs en trois types :

1° Celui où le sable subit, au préalable, une sorte d'*émulsion* dans une bâche *ad hoc* (mélangeurs) ;

2° Le système à *aspiration* ;

3° La lance à *refoulement*.

Dans le premier type, on interpose entre le réservoir d'air comprimé et la lance un appareil dit à pression ou à émulsion, où le courant rencontre directement, agite et entraîne la masse de sable à des vitesses croissantes ; le sable y est introduit dans le parcours de l'air, librement et sous une pression égale à celle du réservoir, de façon que la lance ne sert plus qu'à diriger contre la surface à décaper le jet ainsi obtenu. Plus tard, nous reviendrons en détail (mélangeurs) sur les divers dispositifs en usage qui ne datent guère que d'une dizaine d'années : Mathewson, Newhouse, Warren, etc. ; la lance n'a d'ailleurs rien de particulier ; elle doit seulement être combinée pour qu'on en puisse aisément remplacer la buse ou nez, très sujet à usure.

Le système à aspiration, encore très employé parce qu'il est peu coûteux et malgré son inconvénient de nécessiter la mise en mouvement d'un volume d'air assez considérable, consiste en ce que le courant d'air principal entraîne d'abord par aspiration l'air extérieur et le sable, auxquels il communique ensuite, au moment convenable et, généralement, près de l'extrémité même de la lance, une vitesse appropriée aux travaux qu'il faut exécuter.

En ce cas, la buse de la lance peut être de section ronde ou rectangulaire ; cet appareil est basé sur le même principe que le pulvérisateur à parfums, que chacun connaît ; au lieu de projeter un liquide, c'est un mélange d'air et de sable qui est entraîné plus ou moins violemment.

Les fig. 11 et 12 s'appliquent à une lance à jet rond ; la buse est retenue d'une manière simple sur le bout de travail de la lance ; elle doit pouvoir être vivement remplacée ; le sable est aspiré par un ajutage latéral ou inférieur sous l'action du courant d'air principal qui traverse la lance selon son axe ; de même que nous l'avons vu précé-

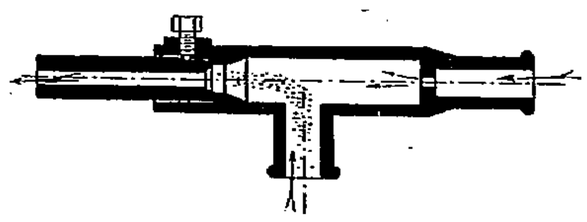


Fig. 11.

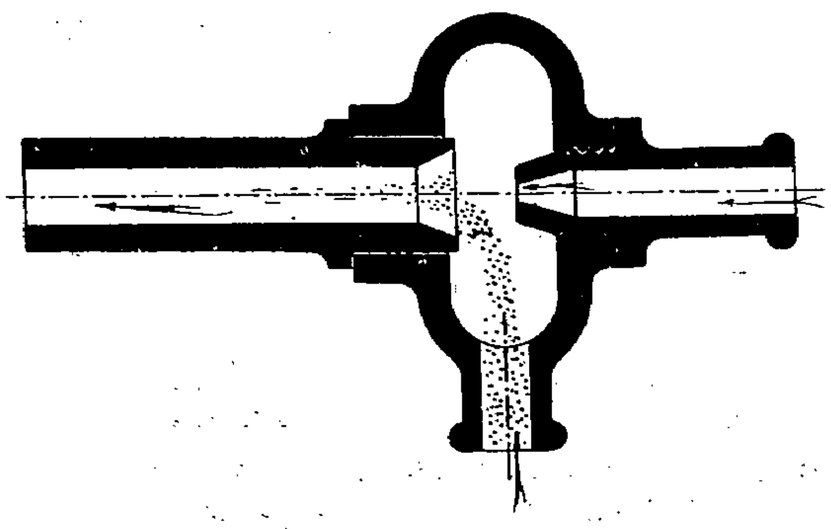


Fig. 12.

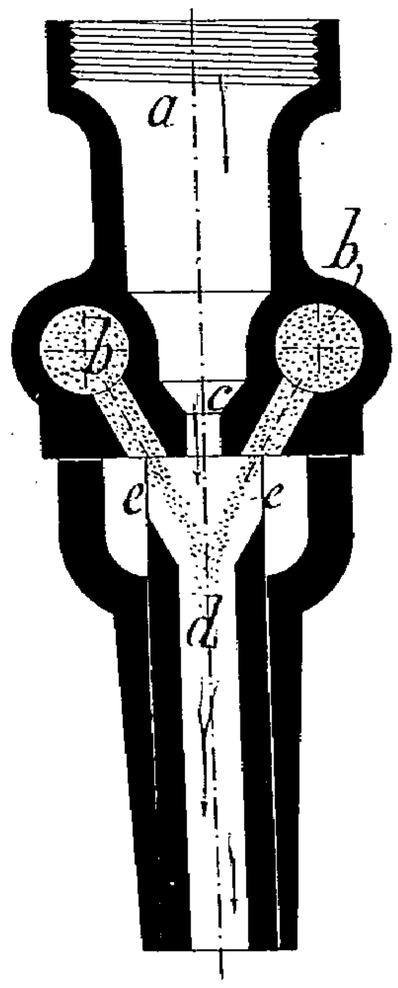


Fig. 13.

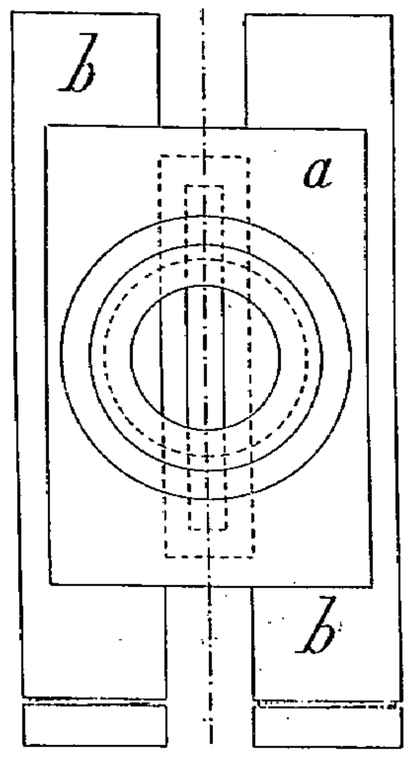


Fig. 14.

demment, on monte souvent la lance à l'extrémité d'un manche, en particulier avec les appareils utilisant une pression élevée.

Pour un jet rectangulaire, on emploie entre autres (fig. 13 et 14) un éjecteur analogue à ceux qui servent à l'affûtage des limes ; la monture *a* comporte, symétriquement, deux tubulures *b* par où arrive le sable d'un réservoir ou d'une trémie ; au centre, une file de petits trous (ou un seul oblong) *c* débouchent dans la buse *d*, introduisant l'air

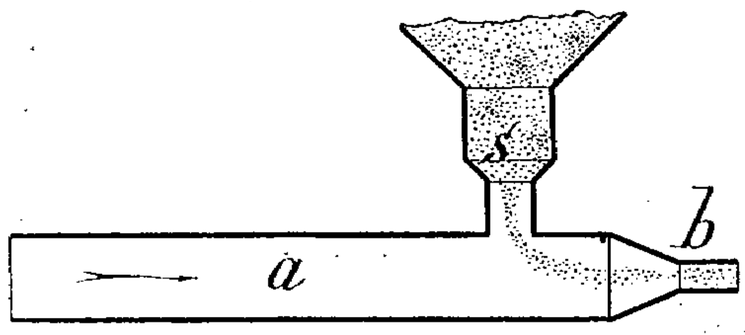


Fig. 15.

sous pression qui fait appel naturellement, à travers les ouvertures latérales en chanfrein *e*, du sable de *b* et qui, se mélangeant avec lui, le lance dans l'axe de la buse ; le tout est clos hermétiquement par des joues plates.

Enfin (fig. 15) la lance à refoulement consiste à saisir, au passage, la matière tombant par sa propre pesanteur d'un conduit *s*, qui est relié à un réservoir supérieur, par un courant d'air venant selon l'axe de *a*, et à envoyer ce mélange à travers la buse *b* avec plus ou moins de force.

Bec des lances ou buse. — L'organe le plus sujet à usure, dans les machines à jet de sable, quel qu'en soit le modèle, est le nez, buse, bec ou tuyère, que l'on place à une petite distance des surfaces à attaquer, et dans lequel le sable acquiert son maximum de force vive ; il est évident que la buse offre au sable la première paroi où se fait sentir son action érosive avec le plus de violence.

Cependant, selon la disposition des appareils, la plupart des constructeurs, considérant que le remplacement de la buse ne constitue pas une grande dépense (quelques centimes), se contentent de la disposer facilement interchangeable et la maintiennent soit par frottement dans son support, soit au moyen de vis ou de toute autre façon ; elle est faite d'une matière dure, fonte blanche ou acier, et sa destruction néanmoins rapide n'entraîne qu'une perte de temps insignifiante et peu de frais.

Toutefois, il faut remarquer que l'agrandissement progressif du diamètre d'un petit tube de 10 à 15 centimètres de longueur nuit à l'efficacité du jet de sable qui, rencontrant pour cheminer un espace plus ouvert que celui primitivement prévu, se dilate et, par suite, court les risques d'entrechoquement des grains et de diminution de pression à mesure que l'opération avance.

On a donc a été amené à combattre cette abrasion des becs des lances et, par conséquent aussi des buses, dans d'autres appareils, en maintenant séparés le courant de sable et le courant de fluide forcé, en les faisant converger pour les réunir seulement en dehors de

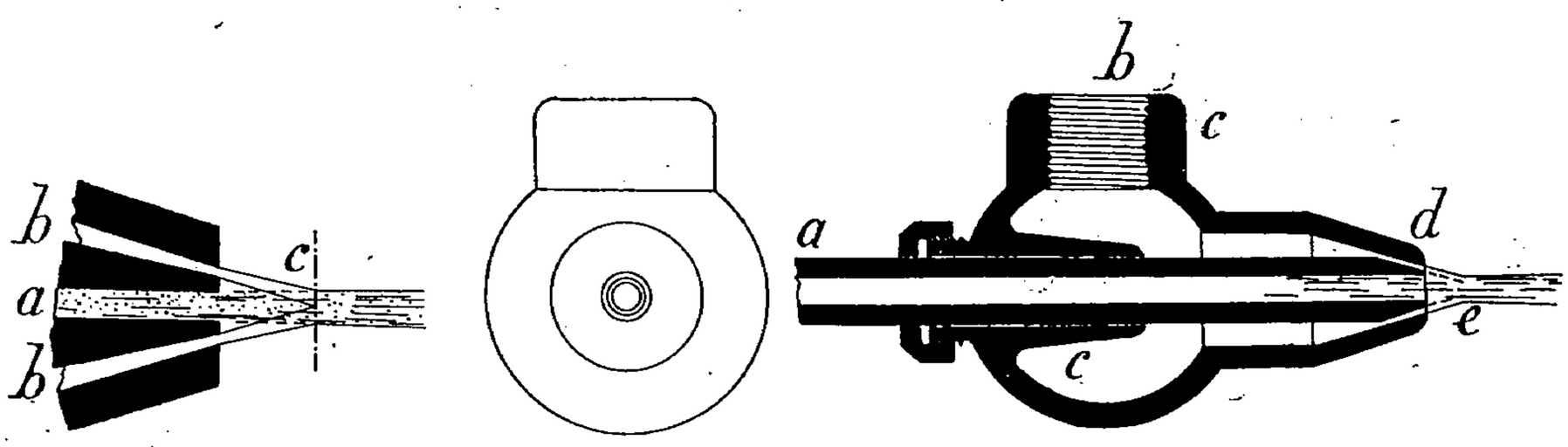


Fig. 16. Fig. 17. Fig. 18.

l'embouchure ; dans les systèmes pourvus d'un mélangeur, la même forme de principe peut, d'ailleurs, être appliquée ; un courant d'air extérieur au jet l'empêche d'exercer un frottement pernicieux contre les parois de la buse ; dans ces conditions, l'usure se réduit à presque rien.

Le schéma ci-contre (fig. 16) montre comment les choses se passent : *a* est la tubulure centrale d'arrivée du sable, *b* est le passage enveloppant de l'air comprimé (ou de la vapeur) ; ces conduits *b* sont agencés pour que le fluide sous pression converge au delà de l'embouchure de la buse, en un plan *c* par exemple ; il se forme en avant du tube *a* un vide partiel qui concourt à l'alimentation du sable et produit un mélange parfait sans qu'il y ait eu contact préalable avec les parois de la buse à une vitesse qui la détériorerait.

Cette disposition, appliquée à l'affûtage des limes, ainsi que nous le verrons plus loin (*annexe* brevet n° 192302 d'août 1888), a été étendue à un jet de forme plate ; mais pour le bec de section circulaire, qui convient à la généralité des travaux, on combine les inclinaisons pour que le jet affecte plus ou moins la forme de la pointe d'un crayon ; cela dépend du genre de travail à produire.

Le jet annulaire (fig. 17 et 18) du fluide entoure le sable sortant du centre et ne le rencontre qu'ensuite ; il en résulte un jet incisif dont le diamètre augmente ou diminue selon la distance à laquelle on place l'objet exposé du point de rencontre. Si, par exemple, l'intérieur du tube droit *a* est en communication avec la trémie à sable, et que l'on fasse

arriver l'air comprimé en *b* de la pièce *c*, dont l'extrémité *d* se trouve au même niveau que celle de *a* et épouse la forme indiquée, on verra se produire en *e* un jet en pointe en avant du plan *d* ; faisant varier la distance de la surface à attaquer à ce point *e*, on variera en même temps la nature des résultats sur cette paroi, soit en intensité, soit en superficie décapée.

Appareils fixes a vapeur. — Un type de machine assez répandu, il y a quelques années, pour le travail de la gravure sur verre, principalement, et qui était d'un bon usage lors de la vogue de la vapeur, est celui de Mathewson (brevet n° 200690 du 10 septembre 1889), où le fluide traversait d'abord un séparateur d'eau à chicanes ; puis, s'élançant au centre de la buse, entraînait le sable qu'un entonnoir approprié versait sur son passage ; en haut de la buse, la vapeur était aspirée pendant que la matière coupante rejaillissait après travail dans un coffre d'où des tubulures la laissaient retomber dans l'entonnoir inférieur. (Voir à l'*annexe* pour la description complète).

Un autre genre de machine (fig. 19, 20, 21, 22), qui convenait principalement bien à la gravure sur verre et au dépolissage tels qu'on les pratiquait vers 1890, alors que le procédé au jet de sable commençait seulement à être connu et appliqué en France, est celui dont nous faisons une étude détaillée et sur lequel nous avons fait d'assez nombreux essais dès son apparition.

Le sable quartzeux tamisé y est mis en action par de la vapeur à la pression de 4 à 5 kilog., fournie par une simple chaudière et ne comporte absolument aucun mécanisme ; c'est le bon marché de cette installation rudimentaire qui peut expliquer la vogue presque exclusive dont elle a joui longtemps, en dépit de ses inconvénients, au nombre desquels la brutalité de son travail.

La machine à jet vertical se compose d'un tambour en tôle de 2 millimètres environ *t*, porté sur 3 ou 4 pieds en fonte et percé de quelques trous près de l'arête supérieure, à l'intérieur duquel existe un second tambour *s* fermé par un couvercle en fonte *a* ; ces deux tambours sont rivés concentriquement sur un fond *b*, recevant les divers organes de projection du sable ou d'évacuation de la vapeur utilisée et dont la fonction est expliquée ci-après.

Sur l'une des traverses *c*, entretoisant la partie inférieure des pieds en fonte *d*, est disposé le mécanisme de commande de l'entrée du sable, constitué par une pédale mue au pied ; une tuyauterie de vapeur et des tubes en caoutchouc font communiquer les diverses pièces entre elles.

La vapeur est introduite ou interceptée par la manœuvre d'un premier robinet à boisseau *e*, situé à la partie inférieure d'un séparateur d'eau *f*, en fonte ou en cuivre chaudronné ; dans l'axe du séparateur, est fixé un tube, fermé à son extrémité haute et perforé sur sa paroi cylindrique ; un purgeur automatique est, en outre et à l'ordinaire, relié au bas du séparateur et non figuré au dessin.

La vapeur est puisée dans le haut de cette pièce par une tubulure latérale munie d'une valve permettant de faire varier la pression et, par suite, la vitesse de passage du fluide ; ce dernier est à peu près sec. De cette valve *g*, la vapeur est conduite à l'injecteur *h*, situé dans l'axe de la machine, par un tube dont le collet est maintenu par un écrou sur la base de l'injecteur.

De là, elle s'échappe par un ajutage dans la petite chambre d'aspiration *i* et la traverse verticalement pour pénétrer successivement dans le tube *j* et la buse *k* qui la surmontent ; en haut de *k*, elle est reprise, ainsi que nous le verrons tout à l'heure, au moyen de l'éjecteur *l*, et évacuée dans l'atmosphère.

Le sable est contenu dans la capacité formée par l'intervalle des deux tambours, dont le fond annulaire est percé d'un nombre plus ou moins grand d'orifices par lesquels

le sable, obéissant à la gravité, peut descendre jusqu'à la boîte à sable *m* où il est conduit par des tubes en caoutchouc.

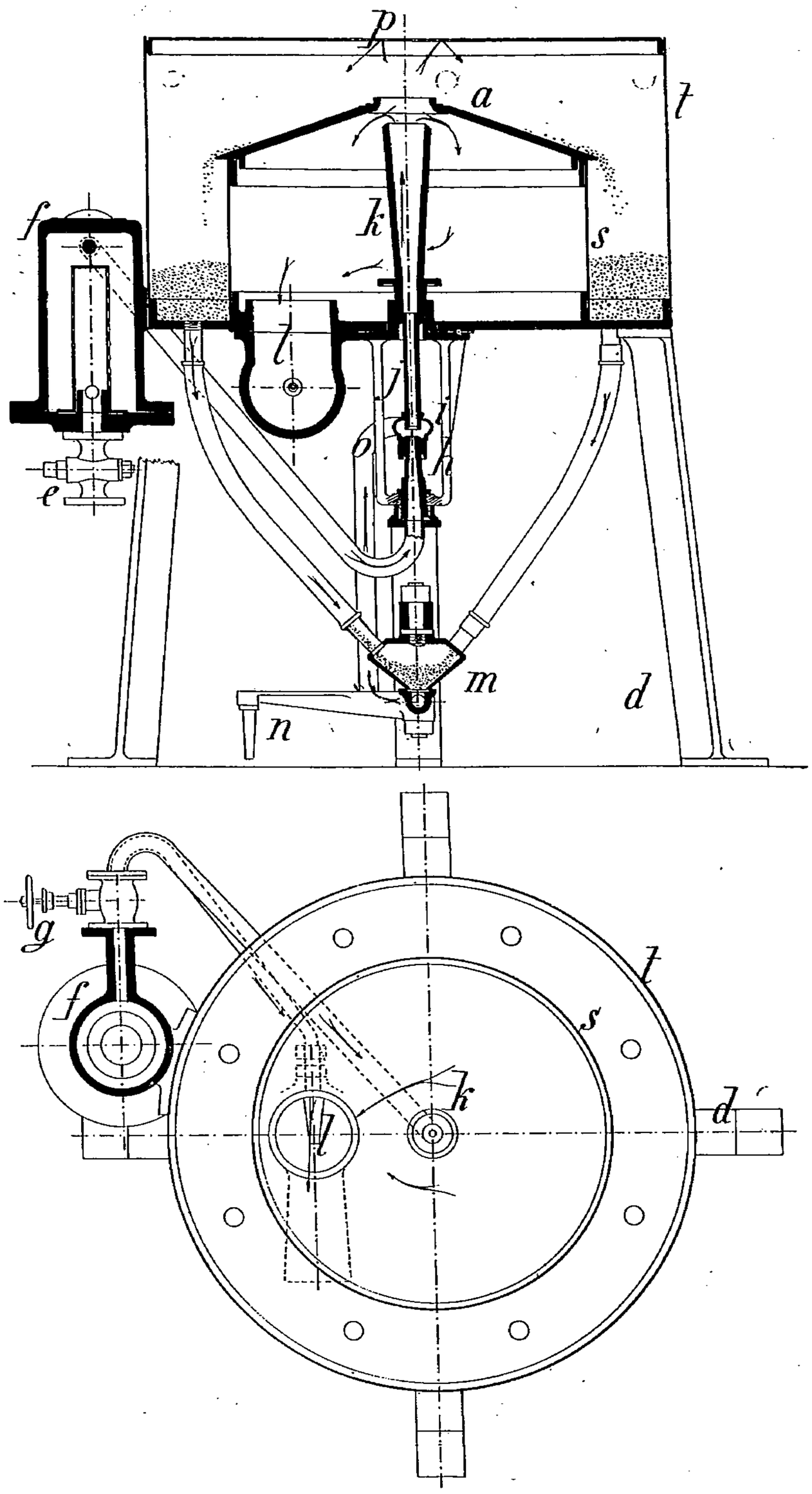


Fig. 19 et 20.

La boîte *m* est en forme de toupie et ouverte en dessous, de sorte que le sable peut

ou s'écouler ou s'y accumuler selon que la base est ou non obturée; c'est ce que règle la pédale *n*, suivant la position qu'elle occupe, celle-ci ayant la forme d'un levier ou T coudé, dont la petite branche est agencée en une sorte de tiroir creux, ouvert aux deux bouts;

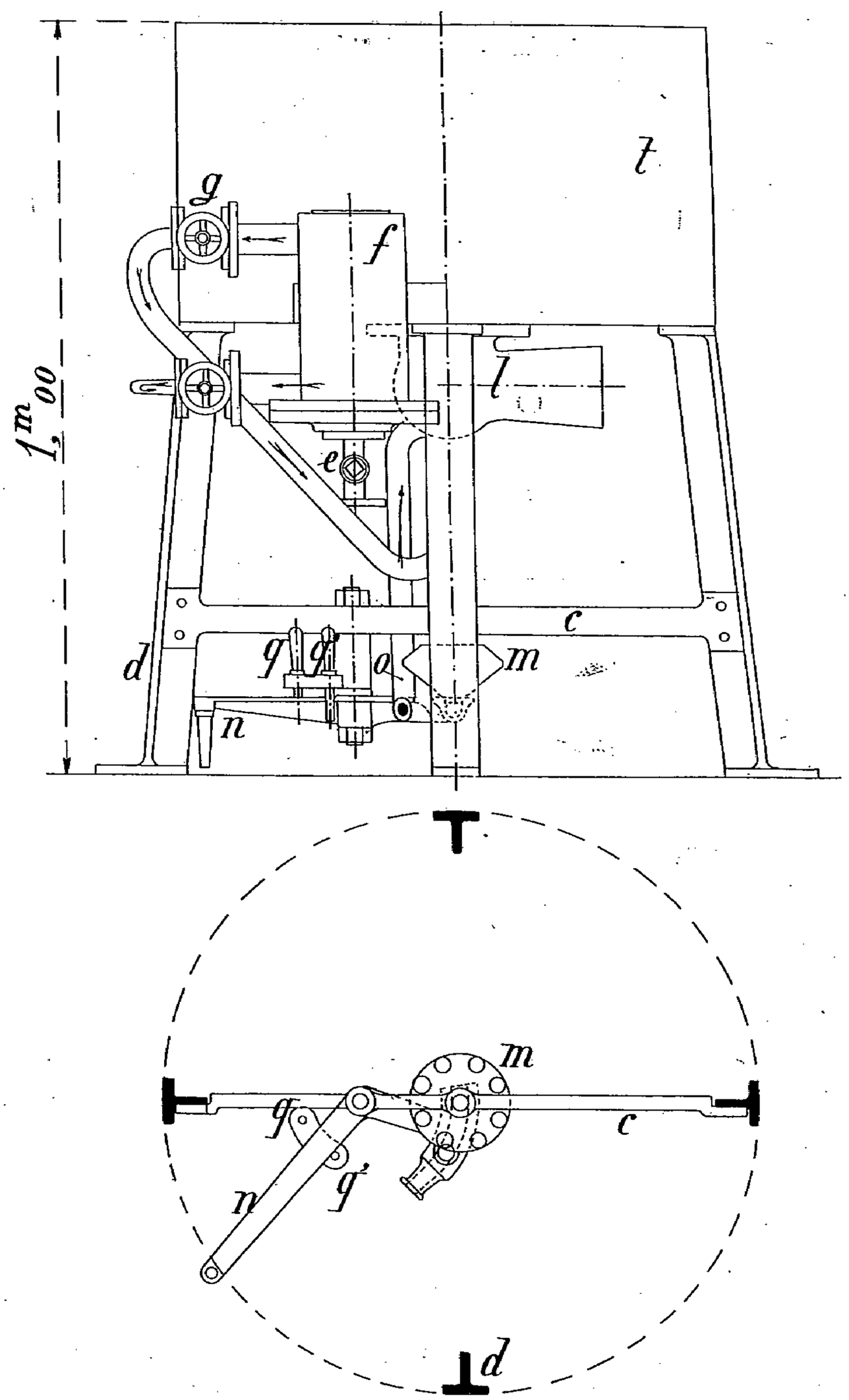


Fig. 21 et 22.

le dessus affleure le plan inférieur de la boîte à sable *m*; il peut donc être promené par la pédale tantôt dans un sens, tantôt en sens opposé; il est, en outre, percé sur sa paroi horizontale d'un orifice qui met en communication la boîte à sable et l'intérieur du tiroir, de façon que le sable pénètre dans l'axe du tiroir lorsque cette cavité correspond au trou

de la boîte ; d'autre part, le tiroir est relié à la chambre d'aspiration *i* par un tube en caoutchouc *o*.

Le jet de vapeur sortant de l'injecteur *h* possède une très grande vitesse ; la force vive dont il est animé fait succion, à la façon d'un *Giffard*, dans la chambre *i*, et aspire l'air par le tube en caoutchouc *o*, aboutissant au tiroir creux de *n* ; si celui-ci est dans la position correspondant à l'accès du sable de la boîte *m*, le sable va, par conséquent, être aspiré et entraîné en même temps que la masse d'air par le tube *o* vers la petite chambre *i*.

En cet endroit le mélange, déjà animé d'une vitesse appréciable, est repris par le jet de vapeur central et lancé verticalement dans le tube et la buse évasée *k*, avec le maximum possible d'énergie, jusqu'au plan supérieur de la buse *k* ; à ce niveau, en vertu de sa vitesse acquise, le sable continue son ascension, en gardant intégralement la force vive que lui a communiquée la vapeur, et frappe les objets que l'on aura exposés en regard de l'ouverture *p*, tandis que la vapeur sera contrariée dans son cheminement dans l'intervalle de *a* à *k* par l'aspiration que provoque le fonctionnement de l'éjecteur *l*.

Celui-ci est formé d'une espèce de culotte hémisphérique se prolongeant par une tubulure évasée ; un ajutage conique est disposé dans l'axe de la tubulure et émet la vapeur sous pression fournie par le séparateur, ainsi que l'eau de condensation qui a pu s'y accumuler ; l'éjecteur sert ainsi de purgeur ; c'est pourquoi on place la tubulure correspondante tout en bas, de façon à ce que l'eau de condensation soit évacuée au fur et à mesure de sa formation et ne puisse arriver jusqu'à l'injecteur.

D'autre part, la partie supérieure de la culotte *l*, étant ouverte dans la surface annulaire, limitée par les tambours et prolongée plus haut que le niveau du sable, l'émission de vapeur par l'ajutage aspire fortement dans l'espace formé par *s* et *a* ; or, cette espace n'a juste, comme communication avec l'extérieur, que les trous de *a* ; il se produira donc un contre-courant, inverse du trajet suivi par le sable, qui absorbera la vapeur, les buées et les poussières en suspension, les transportera vers l'éjecteur et les conduira, en définitive, dans le tuyau faisant suite à la tubulure de l'éjecteur et aboutissant à l'extérieur.

Le sable étant ainsi bien séparé forme un jet plus ou moins compact, dont la force ascensionnelle est très grande ; cette masse de particules solides, dont chaque élément est taillé naturellement à angles vifs, rencontre l'article placé au-dessus ou à quelque distance de l'orifice *p*, contre lequel la vitesse s'amortit en produisant sur les surfaces exposées à son action une multitude d'empreintes infiniment petites.

Le sable retombe ensuite, ou plutôt il rebondit après qu'il a touché l'objet exposé au courant et retourne dans le magasin inférieur pour y subir une nouvelle évolution ; il parcourt donc un cycle fermé, de sorte que, pour des travaux courants, il sert indéfiniment, sauf à ajouter de loin en loin une très minime quantité pour compenser les quelques pertes qui se produisent soit en *p*, soit en *m*.

La manœuvre de l'appareil est la suivante : Après s'être assuré que le sable est bien sec et qu'il y en a une quantité suffisante entre les tambours *t* et *s*, on dégage de son trou un des deux cabillots *q* ou *q'*, pour permettre à la pédale *n* une rotation plus grande qu'à l'ordinaire, on découvre ainsi l'orifice inférieur de la boîte à sable *m*, et l'on peut s'assurer que l'arrivée du sable se fait normalement. Pour plus de sûreté, on peut également enlever, de leurs ajutages inférieurs, quelques-uns des tubes en caoutchouc et vérifier si l'écoulement se fait sans présenter de grumeaux collés (par l'humidité, principalement, si l'appareil est à l'arrêt depuis quelque temps).

S'étant dès lors assuré que l'approvisionnement du sable se fait dans de bonnes conditions, on remet la pédale en place et on ouvre le robinet de vapeur *e* ainsi que la valve commandant l'éjecteur *l*, celle-ci n'étant cependant pas ouverte en grand ; le fluide par-

court le purgeur qu'il réchauffe, tandis que la condensation qui en est le résultat s'échappe à l'extérieur par *l*.

Après quelques instants, on augmente l'ouverture de la valve de l'éjecteur, à peu près entièrement et, la pédale *n* étant disposée pour interdire l'écoulement du sable, on introduit par la valve *g* la vapeur dans l'injecteur *h* pour le réchauffer en premier lieu, puis pour le mettre à son allure ordinaire ; pendant toutes ces opérations préliminaires, on a eu soin de tenir close l'ouverture *p* au moyen du bouchon *r* qui sert à l'obstruer entre deux manipulations ou pour toute autre cause.

Lorsque l'on juge que toutes les parties de la machine sont en état, on dégage l'ouverture *p* devant laquelle on place l'objet à décaper, graver ou dépolir, par exemple; on fait, avec le pied, fonctionner la pédale *n* dans le sens de l'écoulement du sable et de son aspiration subséquente par le tuyau *o* et l'on n'a plus à ce moment qu'à se préoccuper de l'action du jet sur les surfaces qu'il atteint ; on règle en conséquence soit l'arrivée de vapeur, soit l'arrivée du sable ou, enfin, la vitesse de passage des objets en contact avec le jet.

Ce qu'il faut fréquemment vérifier en cours de travail avec cet appareil, c'est l'éjecteur, car il présente l'inconvénient, s'il n'est ou suffisamment puissant ou suffisamment ouvert à la pression, de ne pouvoir aspirer toutes les buées résultant du jet principal ; il s'ensuit que des goutelettes ou de l'humidité atteignent le sable, l'obligeant à se coller et à former des boules; de là des obstructions dans les ajutages et dans les conduits en caoutchouc communiquant avec *m*, que l'on ne peut parfois combattre qu'en vidant à blanc l'appareil, ce qui est une perte de temps fort préjudiciable.

Même si des obstructions complètes ne devaient pas résulter de l'humidité du sable employé, il n'en existerait pas moins des grumeaux plus ou moins importants dans la masse et, par suite, dans le jet principal ; ces grumeaux, lancés avec plus de force que les autres en raison de leur masse, pourraient atteindre des surfaces fragiles, telles que les verres minces, et les briser; les éclats qui en résulteraient seraient alors mélangés au sable normal (dont la grosseur est déterminée selon certaines opérations), et ce serait une perte de temps encore plus considérable, car il faudrait, outre la vidange complète de la machine, procéder à un nouveau tamisage.

L'agglutination des grains de sable ou leur mélange avec des parcelles plus volumineuses qu'il ne convient avaient d'ailleurs tellement préoccupé les constructeurs spéciaux, qu'ils se posèrent résolument et solutionnèrent le problème de remplacer le jet sec par une boue formée d'eau et d'une farine très ténue de sable; dans de telles conditions, l'attaque du verre plus ou moins fragile est fort atténuée et donne de meilleurs résultats dans les industries qui réclament un matage ou givrage extrêmement fin ; un inconvénient assez grave, cependant, c'est qu'il est difficile, pour ne pas dire impossible, d'appliquer sur le verre les réserves dont nous nous sommes précédemment entretenus, et que l'on ne doit chercher par ce procédé qu'à obtenir des surfaces uniformément dépolies.

Ainsi qu'il est mentionné à l'*annexe* (brevet n° 201134 d'octobre 1889), le fluide moteur est porté à une assez haute pression; car, outre son rôle d'agent d'entraînement de la boue, il doit encore l'émulsionner sans répit et, dans le cas de la vapeur, la maintenir à une température appropriée.

(*A suivre.*)

ANNEXE

ADDITION DU 28 MARS 1890 AU BREVET N° 200690

Par **Mathewson.**

Entre autres opérations auxquelles le jet de sable peut s'appliquer se trouve le décapage des pièces de fonte, mais jusqu'ici son emploi dans ce but a été limité à cause du manque d'un appareil convenable.

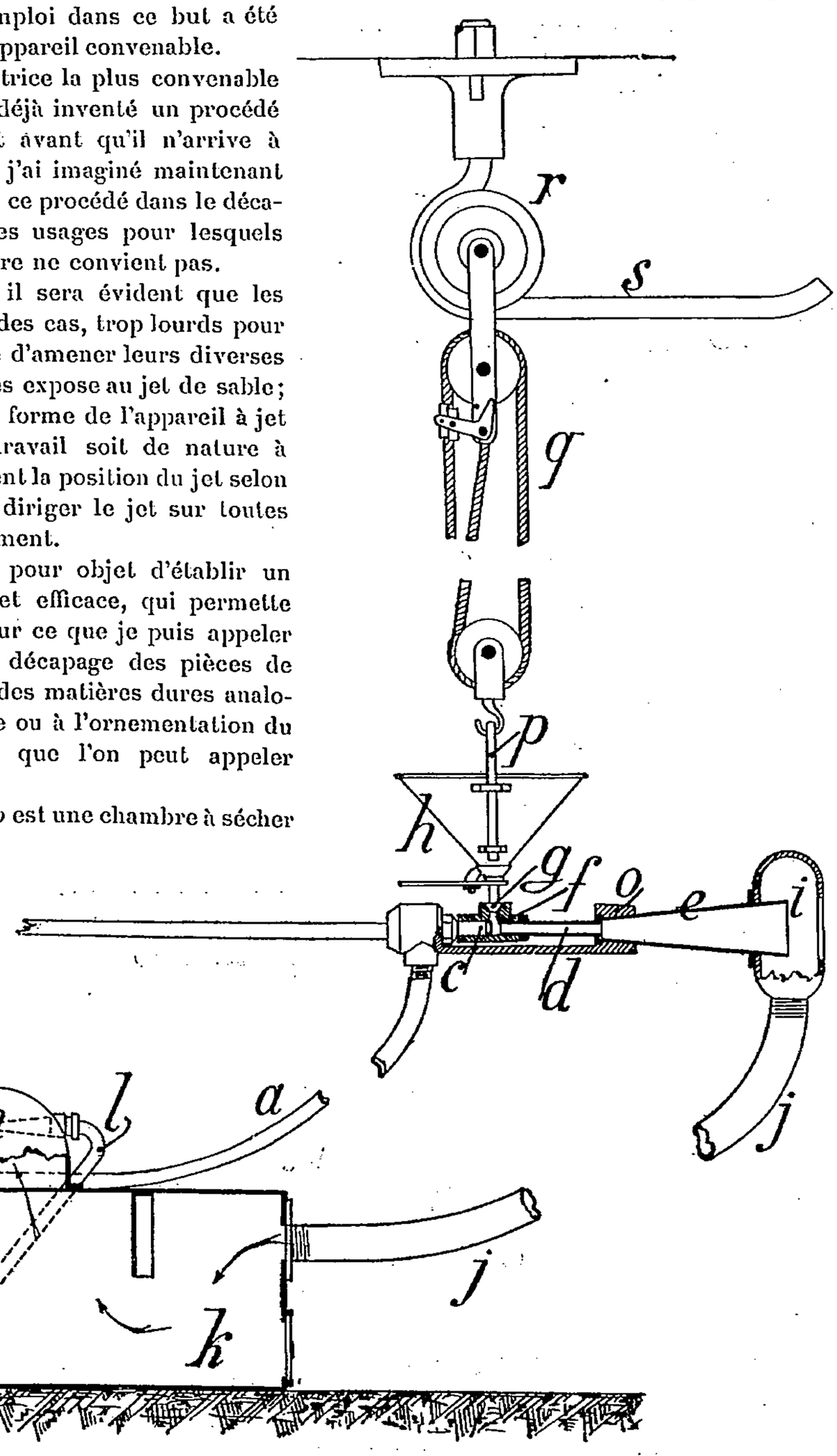
La vapeur est la force motrice la plus convenable pour projeter le sable et j'ai déjà inventé un procédé pour retirer la vapeur du jet avant qu'il n'arrive à l'objet sur lequel on opère et j'ai imaginé maintenant un moyen pour pouvoir utiliser ce procédé dans le décapage de fonte et pour d'autres usages pour lesquels l'appareil à jet de sable ordinaire ne convient pas.

Dans ce genre de travail, il sera évident que les objets seront, dans la plupart des cas, trop lourds pour qu'on puisse les manier en vue d'amener leurs diverses parties dans une position qui les expose au jet de sable; il faut, par conséquent, que la forme de l'appareil à jet de sable employé pour ce travail soit de nature à permettre de changer facilement la position du jet selon le besoin, de façon à pouvoir diriger le jet sur toutes les parties de l'objet en traitement.

La présente invention a pour objet d'établir un appareil convenable, simple et efficace, qui permette d'employer le jet de sable pour ce que je puis appeler « gros ouvrage », tel que le décapage des pièces de fonte, la taille des pierres et des matières dures analogues, contrairement à la taille ou à l'ornementation du verre et matières analogues que l'on peut appeler « ouvrages légers ».

a est le tuyau à vapeur et *b* est une chambre à sécher la vapeur de toute construction convenable.

Cette chambre est reliée par un tuyau flexible au jet de vapeur *c*. Le tuyau de soufflage *d* est disposé



en face du jet *c*, et il a un prolongement en pavillon *e*. Le jet *c* et le tuyau de soufflage *d* s'adaptent dans une douille *f* qui a un orifice d'entrée en forme d'entonnoir *a* pour recevoir le sable d'une trémie à sable *h*. Autour de l'extrémité du pavillon *e* est disposée une chambre de séparation *i* qui a une ouverture en face de l'orifice du pavillon *e* et est également reliée par un tube flexible *j* à une boîte fixe ou chambre de dépôt *k*. Avec cette boîte fixe *k*, *r* communique l'aspirateur *m* muni d'un coffre *n* ; la vapeur pour produire l'aspiration est amenée du sécheur *b* par le tuyau *l*.

Le jet *c*, le tuyau de soufflage *d* et le pavillon *e* sont montés dans un support *o* que porte une louve ou châssis *p*, que porte à son tour un palan *q* suspendu au plafond ou à une poutre placée en l'air. Le palan sera muni d'un mécanisme automatique à griffe, de façon à pouvoir facilement placer l'appareil à toute hauteur voulue, suivant que l'exigera le travail en cours.

Afin de produire une plus grande étendue de mouvement qu'on ne pourrait en obtenir avec un palan fixe, je puis attacher le palan à un rouleau ou à une poulie *r* qui court sur un guide ou une voie articulée *s* fixée au plafond ou à la poutre.

Le support *o* est muni d'une longue poignée à l'aide de laquelle l'ouvrier peut changer la position et la direction du jet de soufflage tout en se tenant hors de portée des grains de sable qui rebondissent.

On place le sable dans la trémie *h* qui est munie d'une soupape convenable, et on le laisse s'échapper par quantités réglées dans l'entonnoir *g* d'où il tombe en avant du jet de vapeur.

Le sable est entraîné par la vapeur le long du tuyau de soufflage *d* et à travers le pavillon *e*; pendant ce temps il a acquis une grande vitesse et il est projeté, par l'orifice de la chambre *i*, avec une grande force sur l'objet.

La vapeur se répand dans le pavillon *e*; et en en sortant avec le sable elle rencontre un léger courant d'air, entrant dans la chambre de séparation *i*, par l'orifice de sortie et provoqué par l'aspirateur *m*, qui sépare la vapeur du sable et l'attire en bas par le tuyau *j*, sans diminuer d'une façon appréciable la vitesse du sable. Comme il ne s'échappe pas de vapeur, l'ouvrier peut toujours voir ce qu'il fait.

Le sable qui est sec (ayant été séparé de la vapeur) tombe sur le parquet et on le recueille de temps à autre pour l'utiliser à nouveau dans la trémie *h*.

Le tuyau de soufflage *d* qui s'use peut s'enlever facilement pour le remplacer.

BREVET N° 200690 DU 10 SEPTEMBRE 1889

Par **Jérémiah Eugène Mathewson.**

(Perfectionnements dans les appareils à jet de sable par soufflage).

Cette invention se rapporte plus particulièrement à la classe d'appareils à jet de sable dans lesquels on emploie un jet de vapeur pour projeter la matière tranchante, et l'invention a pour objet d'augmenter l'efficacité des appareils actuellement en usage pour grainer et givrer, ornementer et perforer le verre, la pierre et d'autres substances dures.

Dans quelques genres de travaux, il est nécessaire que le sable employé reste, d'un bout à l'autre de l'opération, à l'état sec ou comparativement sec, et je suis arrivé pratiquement à ce résultat en séparant la vapeur du jet de sable, au moment où ce dernier est sur le point de frapper l'objet, à l'aide d'un contre-courant d'air produit par un aspirateur. La vapeur se condense et, augmentée de petites parcelles de poussière provenant de la pulvérisation du sable et de la surface de l'objet en traitement qui sont aussi entraînées par l'aspirateur, se recueille dans une chambre intérieure et obstrue le tuyau d'aspiration à moins qu'on ne le retire souvent.

Pendant qu'on le retire, il peut se répandre un peu de liquide dans le sable sec et l'humecter (*sic*, note de l'auteur), ce qui aura pour effet d'obstruer l'appareil.

J'ai trouvé aussi en pratique que la soupape à vapeur est sujette à des fuites dans certaines conditions se présentant fréquemment, que l'eau de condensation sort du jet de vapeur et, par l'attraction capillaire, arrive dans le réceptacle du sable sec et humecte ce dernier.

D'après ma présente invention, je simplifie et perfectionne l'appareil de façon à remédier aux inconvénients énumérés plus haut.

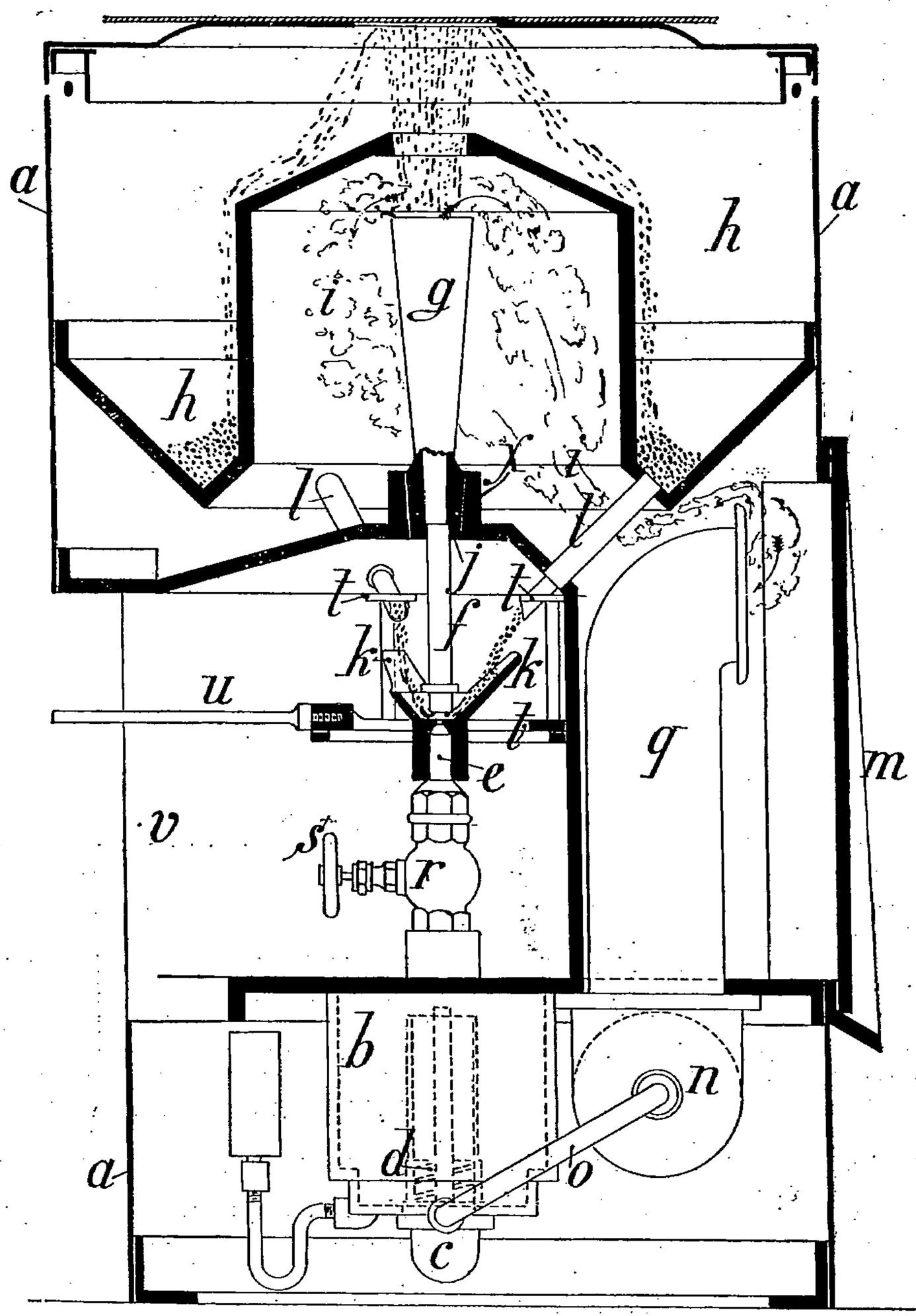
a est l'enveloppe extérieure de l'appareil et *b* est une chambre centrale de séchage de la vapeur, avec laquelle communique un tuyau *c* alimenté de vapeur par toute source convenable.

La vapeur en sortant du tuyau *c* entre dans des conduits *d*, disposés en hélice, situés au centre de la chambre *b* et, en traversant ces conduits, la vapeur reçoit un mouvement de tourbillonnement qu'elle conserve pendant qu'elle remonte par un tuyau droit qui forme le prolongement des conduits de vapeur. Ce tuyau est percé de trous ou fentes et à mesure que le tourbillon de vapeur monte, toute l'humidité

qu'elle contient sera expulsée latéralement et se dirigera dans la chambre *b* d'où elle arrivera par un tuyau de sortie dans le fond de la chambre.

La vapeur sèche remonte alors par l'injecteur *e* et le tuyau soufflant vertical *f* et elle sort par le tuyau en forme de cloche *g* avec le sable qu'elle a entraîné durant son passage.

Je vais expliquer maintenant comment le sable est introduit au jet de vapeur. Autour du tuyau en



forme de cloche *g* se trouve une chambre annulaire *h* servant de réceptacle pour le sable. Cette chambre est formée en partie par l'enveloppe extérieure *a* et en partie par les parois de la chambre d'aspiration intérieure *i* au centre de laquelle est situé le tuyau *g*.

En face de l'orifice du tuyau *g* se trouve une ouverture pratiquée dans le sommet de la chambre d'aspiration et sur le prolongement de cette ouverture se trouve une ouverture correspondante dans

l'enveloppe extérieure *a*, par-dessus laquelle ouverture est placé le verre ou toute autre surface sur laquelle on doit agir pour être présentée à l'action du jet de sable.

Le tuyau de soufflage *f* se termine au point *j*. Sur le tuyau à jet de vapeur *e* et entourant l'extrémité ouverte du tuyau *f* est adaptée une trémie *k* de forme évasée destinée à recevoir le sable qu'y déversent les tuyaux *l* débouchant du fond de la chambre *h*.

Comme par conséquent la vapeur monte du tuyau *e* par le tuyau *f*, elle entraîne avec elle le sable de la trémie *k* et le projette sur le verre ou toute autre surface soumise à son action. De cette surface le sable rebondit et retombe dans la chambre *h* prêt à rentrer dans la trémie *k* pour en être de nouveau expulsé par le tuyau *f*, comme auparavant.

La vapeur en sortant du tuyau *g* arrive sous l'action d'un contre-courant d'air produit par un aspirateur et est ainsi retirée du courant ascensionnel de sable dans la chambre d'aspiration *i*. Cette chambre *i* s'étend à une petite distance au-dessous de la chambre *h* ainsi que de ses tubes *l* et presque tout autour de l'appareil ainsi qu'on le voit clairement sur le dessin. J'obtiens ainsi un collecteur d'une très grande étendue d'où l'on peut retirer la boue et le dépôt par la porte *m* également sous la chambre *h*, évitant ainsi tout danger de mouiller le sable sec. Le jet de vapeur *e* est également à l'extérieur de la chambre *i* ainsi que la chambre *h* ; elle est efficacement interceptée de ces deux chambres, toute eau de condensation se déversera à la trémie *k* et s'écoulera hors de l'appareil sans arriver en contact avec le sable.

La séparation de la vapeur du courant de sable s'effectue par un aspirateur ordinaire à jet de vapeur *n* où la vapeur arrive par le tuyau *o* débouchant du fond du sécheur de vapeur *b*. Le jet de vapeur se décharge dans un réservoir *p* (*non figuré au dessin*, note de l'auteur), relié à l'aspirateur *n*, l'air étant attiré dans l'appareil par des trous pratiqués dans l'enveloppe *a* situés au-dessus de la chambre au sable, et descendant par le tuyau *q* avec la vapeur à l'aspirateur. Au lieu de l'aspirateur à jet de vapeur on peut employer d'autres moyens pour produire un vide. Le tuyau *e* est muni d'une soupape *r* portant une manivelle *s* et aux tubes *l* est adaptée une soupape annulaire propre *t* percée de trous correspondant aux tubes *l* à l'aide desquels la décharge de vapeur par le tuyau *e* et l'alimentation de sable par les tubes *l* peuvent être interceptées, suivant et lorsque c'est nécessaire.

La soupape *t* repose sur un rebord que porte la paroi intérieure de l'enveloppe et elle est munie d'une poignée *u* à l'aide de laquelle on peut la faire tourner partiellement pour arrêter ou laisser entrer le sable. On accède au tuyau et aux autres parties par l'ouverture *v* dans l'enveloppe *a*.

Le tuyau *f* qui aspire le sable de la trémie *k* est sujet à se détériorer rapidement et j'ai trouvé qu'il convenait de l'établir de façon à pouvoir l'enlever facilement, et à cet effet je munis le tuyau *f*, d'un anneau en caoutchouc *j* qui, lorsque le tuyau est fixé en place, est poussé dans la douille *x* de l'enveloppe *a* et maintient ainsi solidement le tuyau dans et au centre de la douille.

Pour retirer un tuyau usé, on commence par pousser le tuyau un peu en haut dans le tuyau en cloche *g* ; on le tire ensuite d'un côté pour le dégager de la trémie et on l'enlève alors de l'anneau qu'on peut retirer après cela.

BREVET N° 201134 DU 5 OCTOBRE 1889

Par **Mathewson.**

Perfectionnements à l'ornementation du verre et aux appareils employés à cet effet.

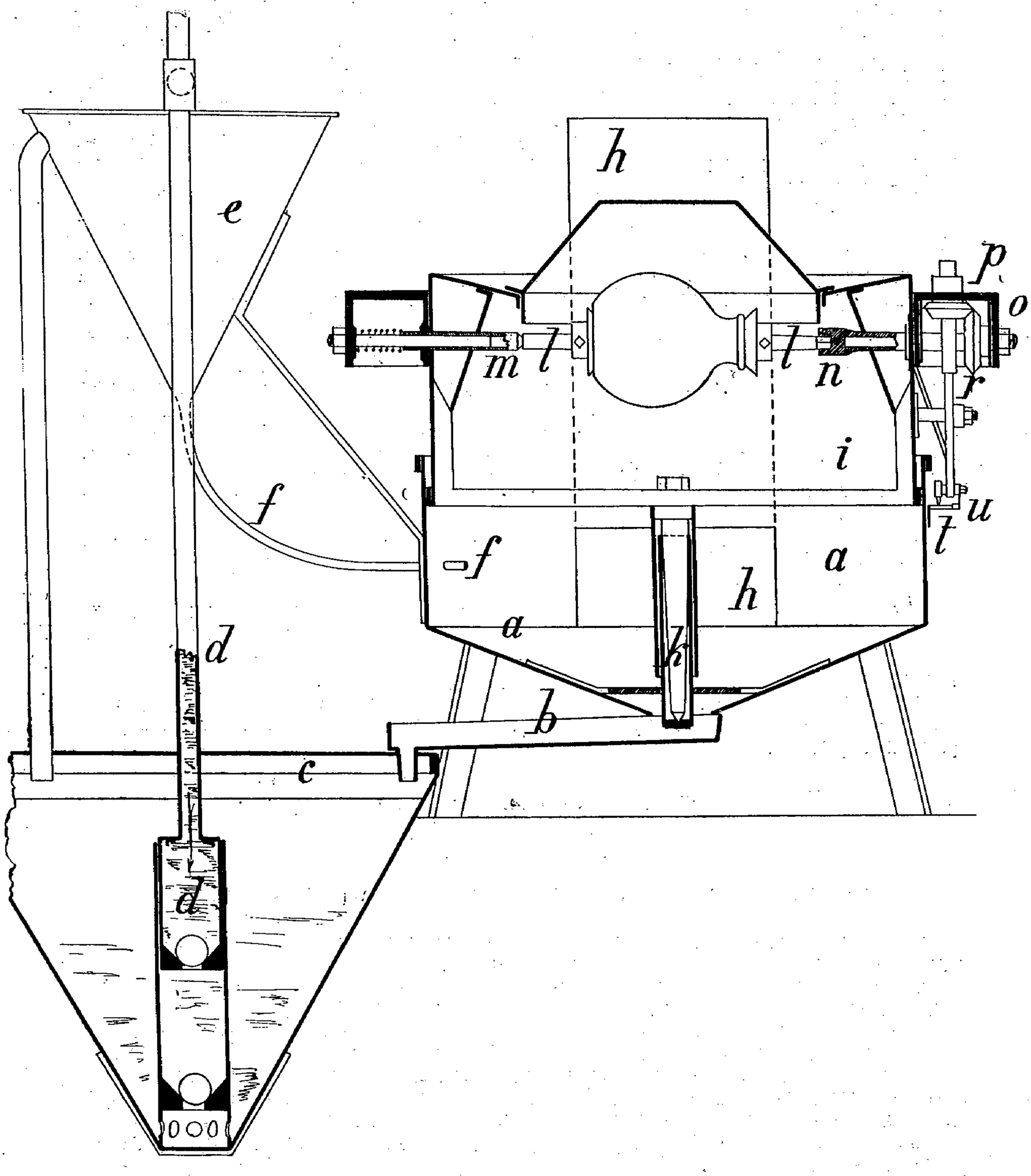
Dans le givrage du verre par un jet de sable, on a eu l'habitude jusqu'à présent d'employer le sable à l'état sec et de le chasser par un courant d'air ou de vapeur.

La finesse du givrage produit dépend principalement de la ténuité du grain de sable employé, puis de la faible vitesse qui lui est donnée. Dans certains cas on désire produire le givrage le plus fin possible comme, par exemple, lorsque les globes ou autres articles doivent être ornementés par un premier givrage étant partiellement protégé par des patrons et finalement traités par l'acide fluorhydrique, de manière à rendre brillantes les parties non protégées. L'exiguïté des grains de sable qu'on peut employer à l'état sec dans le procédé du jet de sable est limitée à la dimension qui permet un écoulement uniforme de manière à donner une alimentation régulière. Un sable sec très fin ne coulera pas, mais à cause de la grande résistance de frottement de ses particules comparées avec leur poids, il se tient suivant une paroi verticale ou même en arc.

L'objet de cette invention est d'augmenter la rapidité de l'opération, d'assurer un genre de givrage plus fin que jusqu'à présent et de disposer un appareil pour ce travail.

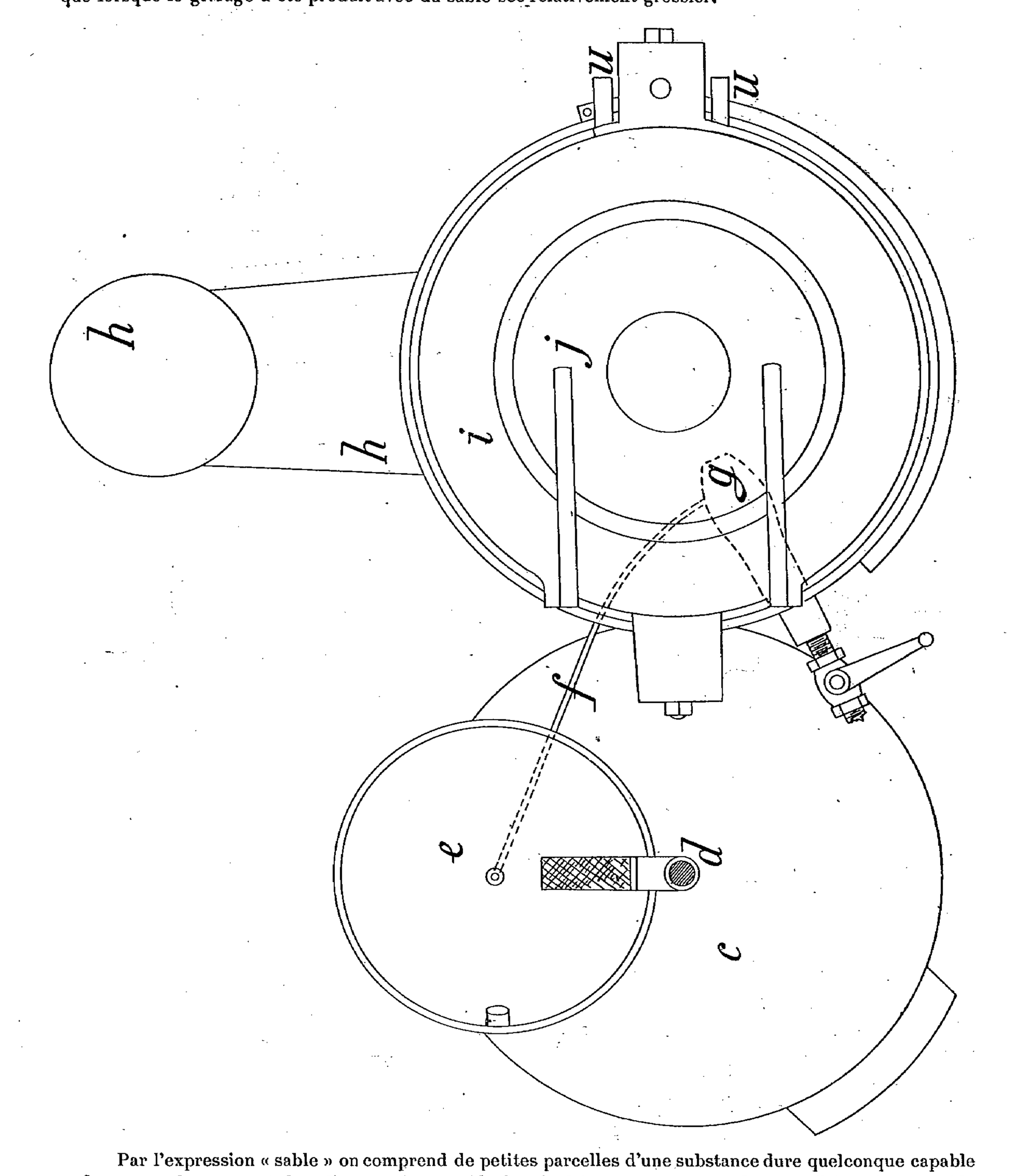
Dans ce but, le sable est employé sous la forme de poudre très fine (de préférence aussi fin que de la farine) mélangée avec de l'eau ou autre liquide pour former une boue usante liquide qui peut être

fournie uniformément et régulièrement. Cette boue est poussée ou chassée contre le verre par un jet de vapeur, d'air ou de gaz à une pression considérable ou bien on peut donner la vitesse désirée de toute autre manière connue. Lorsque le sable est employé à l'état de poudre fine, le nombre de grains dans



un poids donné est considérablement augmenté (en raison inverse du cube du diamètre du grain) et comme, à une grande vitesse, chaque grain fait sa marque sur le verre, le givrage est fait beaucoup plus profond. L'absence de poussière et la facilité avec laquelle on peut recueillir et réemployer la boue liquide sont aussi des avantages pratiques.

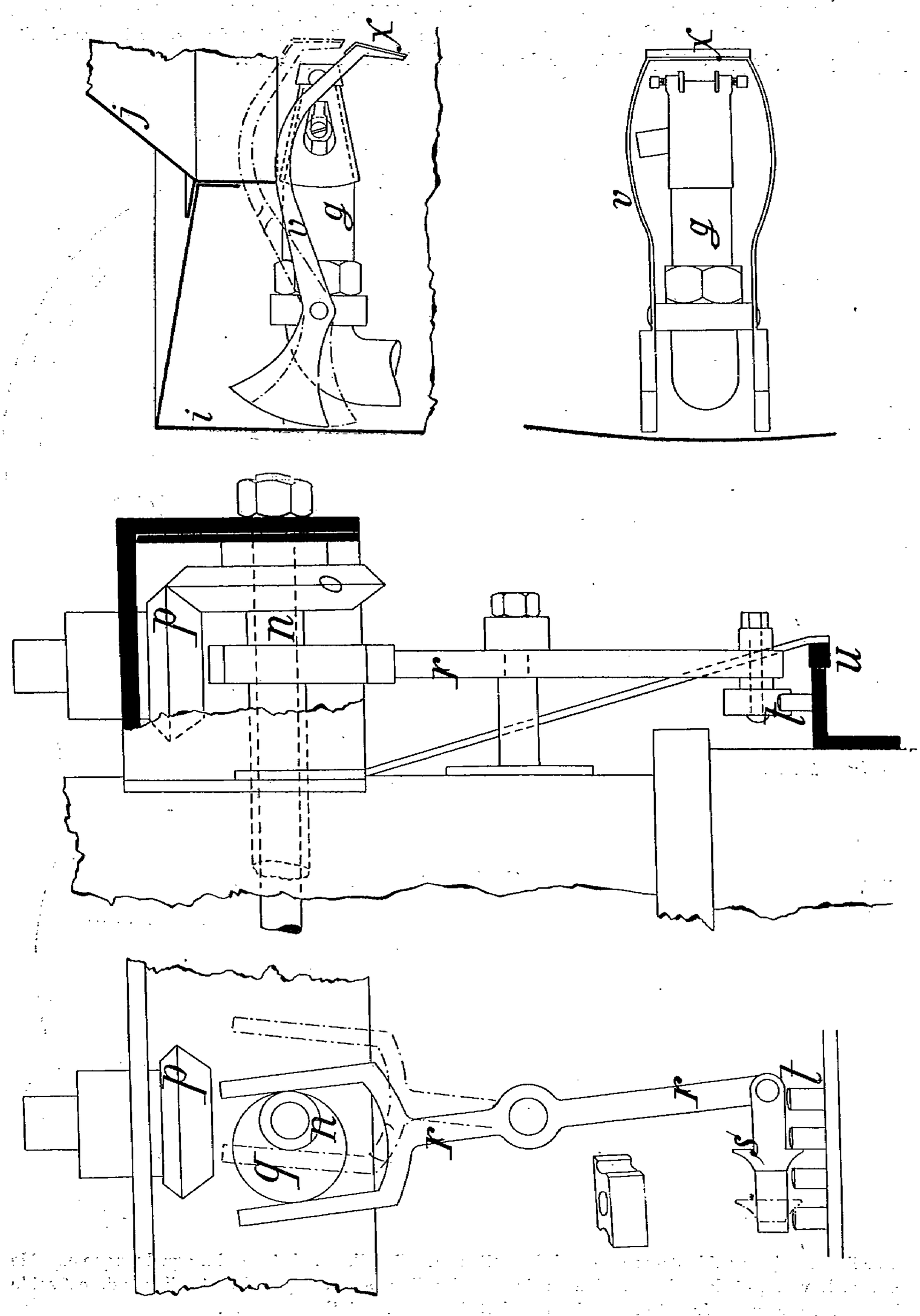
Le givrage produit par l'emploi de la poudre fine à l'état de boue liquide peut être fait beaucoup plus fin qu'on ne l'a obtenu jusqu'à présent, et l'usage ultérieur de l'acide fluorhydrique sur la surface finement givrée dont certaines parties peuvent, si on le désire, être protégées par des patrons convenables de manière à former des ornements, est beaucoup plus efficace et produit de meilleurs résultats que lorsque le givrage a été produit avec du sable sec relativement grossier.



Par l'expression « sable » on comprend de petites parcelles d'une substance dure quelconque capable de creuser le verre, et dans l'expression « acide fluorhydrique » on comprend tout mélange de cet acide ou des fluorures communément employés dans l'art de l'ornementation du verre.

Pour appliquer le jet de sable fourni avec de la bouillie liquide usante aux articles de verre (des globes de lampe par exemple) qu'on peut tourner sur un axe ou broche, l'objet est placé dans une boîte

ou enveloppe ayant un couvercle mobile, et muni d'un récipient pour contenir la bouillie liquide et dans lequel elle tombe après avoir été employée. Pour maintenir la bouillie dans un état de fluidité, elle doit



être continuellement agitée. Le jet de sable est placé à l'intérieur de la boîte et projette un courant de boue vers son centre. La boue vient d'un récipient soit par aspiration, soit par une pompe ou autre-

ment. Un tuyau de ventilation chasse la vapeur perdue hors de la boîte dans l'atmosphère. L'objet est maintenu par des griffes sur un axe capable d'être actionné à la main ou par une puissance extérieure. Le centre de l'objet doit être placé au centre de la boîte. L'axe est monté pour tourner dans un bâti qui pivote en son centre, de sorte que l'objet peut avoir un mouvement d'oscillation sur son pivot ainsi qu'un mouvement de rotation sur l'axe, ou bien le jet de sable soufflé peut être disposé de manière que sa direction puisse être facilement changée pendant l'opération.

L'objet et l'effet de la combinaison de ces mouvements sont que, un globe de toute forme quelconque peut être manœuvré de manière à recevoir le courant de boue liquide presque perpendiculairement sur chaque partie de sa surface.

a est l'appareil à jet de sable qui consiste en un récipient en forme de trémie dans le fond duquel la boue liquide se rassemble après qu'elle a servi et duquel elle est dirigée par un tuyau *b* vers un récipient conique *c*. De ce récipient la boue liquide est continuellement élevée au moyen d'une pompe *d* vers un entonnoir *e* duquel elle peut s'écouler par un tuyau *f* au jet de sable soufflé *g*; la pompe agit ainsi également comme agitateur pour maintenir la boue dans un état de fluidité.

Le jet *g* n'est pas montré dans la fig. 1, mais il est sous un certain angle, par rapport au travail à exécuter, comme on le comprendra bien maintenant.

La pompe *d* peut être d'un système quelconque convenable, mais il est préférable d'employer la disposition montrée sur le dessin, qui est d'un type bien connu, la boue montant et étant déversée de la tige de piston creux. Le piston est actionné à une faible vitesse à la main ou par une puissance motrice.

Reliée avec le corps *a* de l'appareil, est une cheminée ou tuyau *h* pour la sortie de la vapeur d'échappement et de l'air. Le tirage dans cette cheminée doit être suffisant non seulement pour conduire au dehors la vapeur perdue mais encore pour obliger l'air à entrer dans tous les joints de l'appareil, ce qui empêche la vapeur de trouver une issue au dehors par lesdits joints et de gêner le fonctionnement convenable de l'appareil.

i est un cylindre dont l'extrémité supérieure est formée par un couvercle *j* de forme conique ou autre, et ce cylindre est susceptible d'un mouvement d'oscillation sur un axe vertical ou pivot *k* à l'intérieur de la trémie *a*. La crapaudine de l'axe est enfermée dans une double boîte, comme elle est représentée, pour empêcher l'entrée du gravier.

l est un axe sur lequel le globe en verre ou autre article rond est maintenu dans le but d'être givré, et une extrémité de cet axe appuie sur un ressort central *m* tandis que l'autre extrémité est carrée pour s'adapter dans une douille à l'extrémité d'un arbre *n* auquel on peut donner un mouvement rotatif par un engrenage ou de toute autre manière convenable quelconque. Le centre *m* et l'arbre *n* sont convenablement portés par le cylindre *i*. En donnant à l'article à givrer un mouvement rotatif en avant du jet de boue et en donnant au cylindre *i* un mouvement oscillant, la totalité de l'objet rond sera exposée à l'action du jet de sable. Le jet que je préfère est du genre généralement en usage pour aviver et nettoyer les limes.

La commande, qui est montrée fig. 3 et 4, consiste en une roue d'angle *o* sur l'arbre *n* et une roue d'angle *p* qui est entraînée par un arbre flexible d'en haut, ou de toute autre manière convenable. Le mouvement rotatif du cylindre *i* est effectué par un mouvement de crémaillère et de pignon actionné par une came *q* sur l'arbre *n*. Cette came travaille dans une fourchette à une extrémité d'un levier à cliquet *r*, le cliquet *s*, pivotant à l'autre extrémité.

Le cliquet prend dans une série de chevilles ou dents formant une crémaillère disposée extérieurement autour de la trémie *a*, l'action étant automatique. Lorsque le cylindre *i* a tourné à la distance nécessaire, le cliquet est renversé et le cylindre revient en arrière, la vitesse étant réglée de telle sorte qu'un globe est terminé à chaque rotation partielle du cylindre dans un sens ou dans l'autre. Le globe est enlevé et remplacé par un autre à la fin de chaque rotation partielle. La longueur de la crémaillère peut être variée, suivant les exigences du travail en main, au moyen de l'arrêt montré fig. 5 ; un de ces arrêts est placé sur une cheville aux deux points de la crémaillère où les opérations de renversement doivent avoir lieu. Lorsque le cliquet monte sur cet arrêt, il n'agit pas sur la crémaillère et le mouvement rotatif du cylindre E sera ainsi suspendu.

u est un ressort-frein qui porte contre le côté de la crémaillère *t* pour empêcher de dépasser sa course.

Les fig. 6 et 7 montrent dans deux vues un dispositif de leviers équilibrés *v* portant une plaque *x* qui, lorsque le couvercle *j* est ouvert, vient sur le jet *g* et empêche que la boue éclabousse les mains de l'ouvrier lorsqu'il enlève et qu'il fixe les globes.

CHRONIQUE

MOUVEMENT DES GAZ DANS LES TUYAUX, EMPLOI DES JAUGES POUR SA DÉTERMINATION D'APRÈS M. *RICHARD THRELFALL* F. R. S.[1]

Soit (fig. 1) un tuyau parcouru par un courant de gaz dans le sens AB, et, dans ce tuyau, un petit tube recourbé à angle droit comme CD ; le courant du gaz détermine en CD un excès de pression sur celle en AB, qui permet de mesurer la vitesse en AB. Cet excès de pression est supposé assez faible, par rapport à la pression en AB, pour que l'on puisse considérer le gaz comme un fluide incompressible, mais, tant qu'on ne connaîtra pas l'influence du tube CD sur le courant AB, on ne pourra donner une solution exacte du problème ; on ne peut qu'en approcher en faisant certaines hypothèses.

Supposons, par exemple, que le mouvement du gaz dans le tuyau AB soit station-

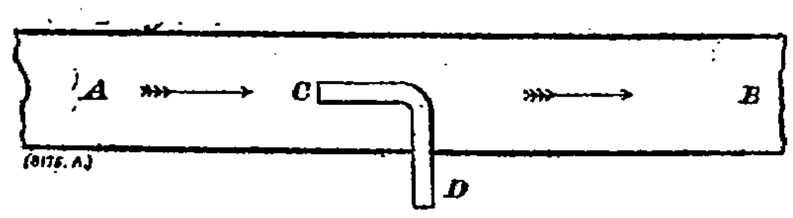


Fig. 1.

naire, sans tourbillons, que ses lignes de courant frappent normalement sur l'ouverture de CD et s'y terminent sans mouvements tourbillonnaires.

Soient, en unités C, G, S, ρ, la densité du gaz, V sa vitesse, P la pression en C, en dynes (1 gr. 02) par centimètre carré. En chaque seconde, une quantité de mouvement de ρ V $\times$ aire de C se transforme en une pression P $\times$ aire de C, donnée par la relation

$$\rho V^2 = P, \text{ d'où } V = \sqrt{\frac{P}{\rho}}. \qquad (1)$$

Mais, en fait, le gaz ne saurait s'annihiler en revenant au repos ; il s'écarte en absorbant un certain travail fonction de sa viscosité. Il se forme, à l'embouchure C, une sorte de cône de gaz, dont les parois écartent les filets de gaz de manière à les dévier autour de C.

La pression P déterminée par la formule (1) doit être considérée comme une limite supérieure se rapportant à un gaz sans viscosité.

La formule généralement employée avec le tube de Pitot est la suivante :

$$V = \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \qquad (2)$$

fondée sur ce que, dans un tube comme CD, plongé dans un courant d'eau, et avec la branche D verticale, l'eau s'y élève d'une hauteur h donnée par la formule :

$$V = \sqrt{2gh}. \qquad (3)$$

1. *Institution of Mechanical engineers. London*, 19 février 1904

Si l'on fait intervenir la densité du fluide, cette équation (3) peut s'écrire :

$$V = \sqrt{\frac{2gh\rho}{\rho}} = \sqrt{\frac{2P'}{\rho}}, \qquad (4)$$

d'où, d'après (1) $\qquad P = V^2\rho,$

et, d'après (4) $\qquad P' = \frac{V^2\rho}{2}.$

La pression P est celle nécessaire pour la destruction complète, et inadmissible, de la totalité de la quantité de mouvement, et celle P′ ne correspond qu'à la destruction de la moitié de cette quantité.

D'après Kirchoff[1] et Lord Rayleigh[2] la perte de quantité de mouvement subie par la partie d'un courant gazeux à la rencontre d'une lame est les 0,440 de la perte correspondant à la largeur de cette lame, indépendamment de sa longueur.

On peut admettre la formule (4) en y introduisant une fonction (φ V) de la vitesse V pour tenir compte, approximativement, de la viscosité, ce qui donne l'expression :

$$V = (\varphi\ V)\sqrt{\frac{2P}{\rho}}. \qquad (5)$$

En pratique (φ V) est presque une constante, très voisine de l'unité pour des vitesses de 0 m. 50 à 100 mètres par seconde, telles qu'on les rencontre dans des tuyaux de 0 m. 30 à 0 m. 60 de diamètre. Posant $\varphi = K$, il vient :

$$V = K\sqrt{\frac{2P}{\rho}} \qquad 6)$$

ou, si l'on prend comme fluide manométrique le gaz même de AB :

$$V = K\sqrt{2gh}, \qquad (7)$$

h étant la charge de ce gaz dans la colonne verticale de CD.

Pour mesurer la pression h, il faut employer un manomètre différentiel dont une branche est reliée au tube de Pitot et l'autre à une jauge latérale au tuyau AB, qui donue des résultats exacts pourvu que l'embouchure de cette prise soit (fig. 7) suffisamment large[3].

Dans la pratique, et avec des vitesses non excessives, il suffit de percer le trou de la prise juste en affleurement du tuyau, sans aucune projection dans ce tuyau, ce qui revient à relier l'une des branches du manomètre différentiel à une couche du courant de gaz au repos. C'est la méthode généralement employée par Darcy. Si l'embouchure C du tube de Pitot est au centre du tuyau, la pression moyenne y diffère de celle aux parois du tuyau, mais de très peu, sinon dans les cas extrêmes. Si l'on insère un tube vertical, à mince parois avec son axe perpendiculaire à la direction du courant gazeux il s'y produit une dépression sensiblement égale à la surpression h d'un tube de Pitot placé au même point, de sorte qu'on a pensé à utiliser cette dépression pour amplifier les indications

1. *Zur Theorie freir Flussigkeitsstrahlen*, Crell. T. 70 (1860).
2. *Philosophical Magazine*, mai 1876.
3. *Institution of civil engineers*, London Vol. CXXIII, p. 272, d'après Heenen et Gilbert.

manométriques, mais l'expérience a démontré l'inexactitude absolue des résultats ainsi obtenus.

Les recherches suivantes portent sur les points ci-dessous :

Construction d'un manomètre disposé de manière à mesurer les très faibles différences de pressions en question.

Recherche de l'influence de la forme de l'embouchure des tubes de Pitot sur la pression h.

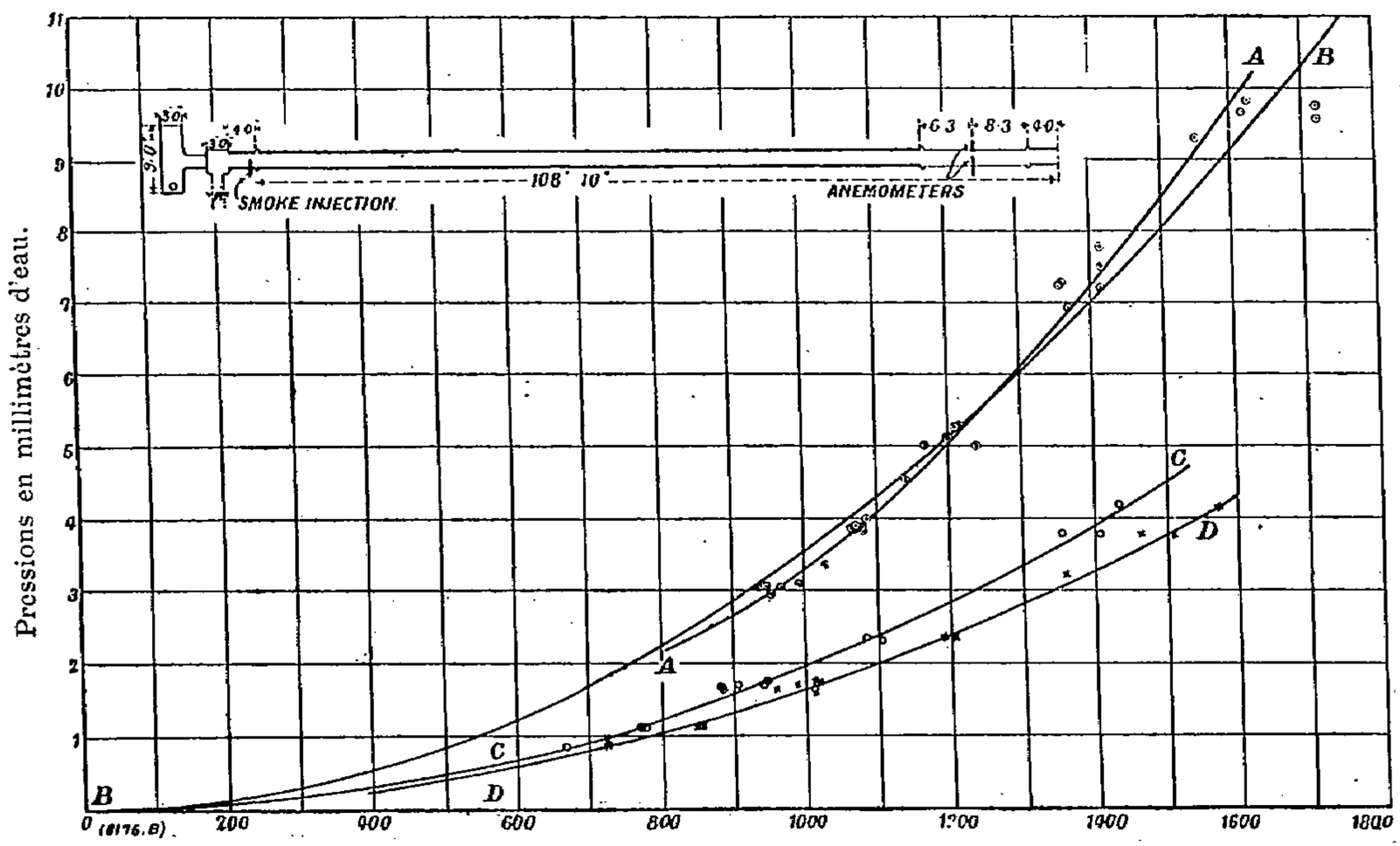
Recherches sur l'exactitude des jauges latérales.

Relation entre la vitesse des courants d'air et la pression dans les tubes de Pitot et les autres jauges.

Distribution de la vitesse des filets gazeux dans les tuyaux.

Détermination de cette distribution de la vitesse en fonction de la vitesse même, et comparaison des résultats avec le débit réel mesuré par un gazomètre.

Application de ces résultats à quelques questions pratiques ; nouveau système de compteurs différentiels.



Vitesses en pieds par minute (1 pied par minute = 5 millimètres par seconde).

FIG. 2.

AA, courbe donnée par le manomètre Fletcher ; BB, courbe donnée par la formule $KV^2 = P$; CC, courbe donnée par le tube de Pitot, vitesse moyenne ; DD, courbe donnée par le tube de Pitot, vitesse maxima.

L'appareil représenté par la fig. 5 permet de mesurer les petites dénivellations de deux liquides à 0 mm. 01 près.

Au moyen d'un autre appareil comprenant un tuyau de 33 mètres de long × 533 millimètres de diamètre, dans lequel on provoquait des courants d'air au moyen d'un ventilateur à vitesse réglable, on essaya deux embouchures de tubes de Pitot. L'une consistait en un trou parallèle de 1 millimètre de diamètre, creusé dans un morceau de tige d'ébonite, et l'autre en une embouchure évasée de 23 millimètres à l'entrée, 5 à la base, et de 33 millimètres de long. Les résultats ont été pratiquement identiques de sorte qu'il n'y a pas intérêt à prendre un de ces dispositifs plutôt que l'autre.

Ces expériences ont ainsi démontré que les prises latérales avec embouchure évasée ou par un simple trou affleuré donnent des résultats pratiquement identiques, sans succion appréciable.

La jauge de Flechter, constituée (fig. 6) par l'adjonction d'un tube de prise latérale mince au tube de Pitot, a donné les résultats consignés dans le diagramme fig. 2, en comparaison avec ceux obtenus en chronométrant la vitesse donnée par le passage d'une injection de fumée le long du tube, et, de ces résultats, on déduit, pour la relation entre la pression P au tube de Pitot et la vitesse moyenne V, la formule

$$P = KV^n,$$

n étant un exposant positif plus grand que 2.

Les courbes CC et DD ont été obtenues, dans une autre série d'expériences, avec un tube de Pitot et une jauge latérale à embouchure évasée, et ces résultats concordent exactement ave la loi $P = KV^2$, où $n = 2$.

Remplaçant, dans l'équation (4) la densité de l'air par sa valeur à 16° et à la pression

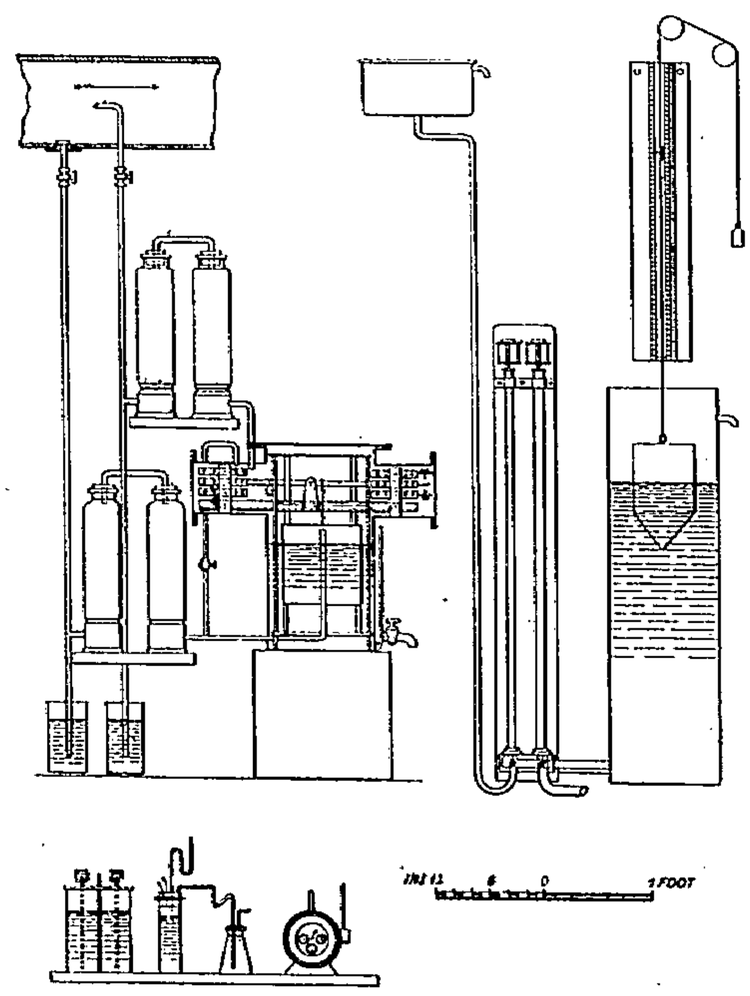


Fig. 3.

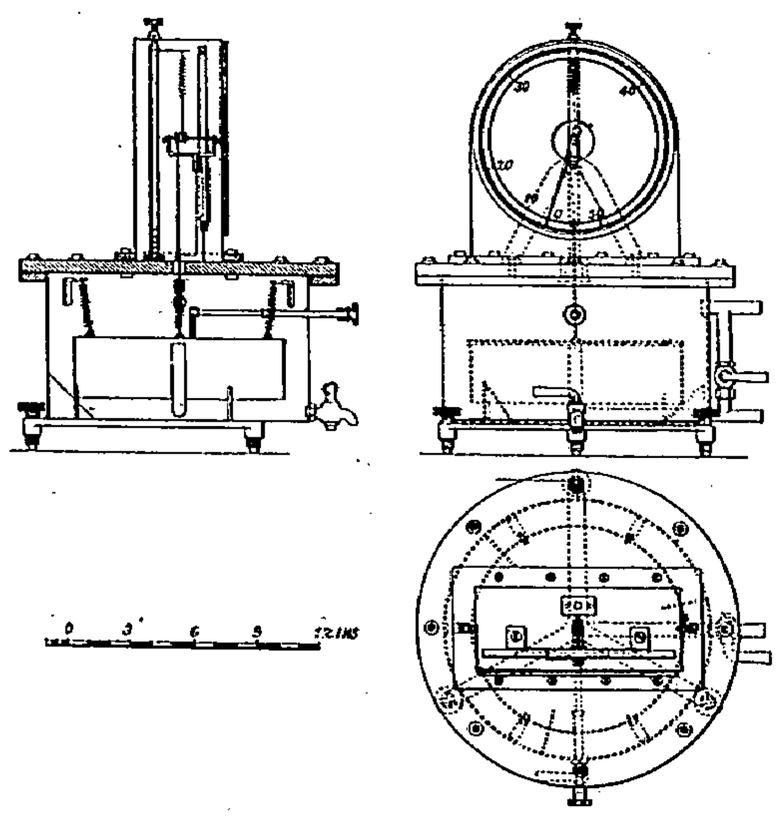


Fig. 4. — Manomètre *Thul*.

atmosphérique de 760 millimètres, on trouve, pour les vitesses en pieds ou en mètres par seconde :

$$V = 12{,}45 \text{ ou } 3 \text{ m. } 80 \sqrt{h} \text{ en millimètres d'eau,}$$

h étant la pression dans le tube de Pitot. Avec de l'air à demi-saturé à 16° et 760 millimètres, la constante devient égale à 12,53 et la vitesse est donnée, en centimètres par seconde, par la formule $V = 0{,}9739 \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$, dans laquelle P est la pression h, en dynes par centimètre carré, et ρ la densité en grammes par centimètre cube. Le coefficient 0,9739 indique que l'embouchure de la prise exerce une certaine succion, très faible il est vrai, et il n'est guère probable que la pression, dans le tube de Pitot, puisse dépasser le maximum donné par l'équation (4).

Des expériences exécutées avec des tampons de fumée ont démontré que la vitesse de ces tampons donnait bien la vitesse moyenne du courant d'air qui les entraîne dans le tube, et que cette vitesse moyenne est une fraction constante de la vitesse maxima des filets gazeux.

Darcy a démontré que, dans l'écoulement de l'eau au travers des tuyaux, il existe, dans l'axe du tuyau, un cylindre de liquide de diamètre égal aux 0,689 de celui du tuyau, et dont la surface est le lieu des points animés de la vitesse moyenne d'écoulement, c'est-à-dire, de la vitesse qui, multipliée par la section du tuyau, en donne le débit, et l'on applique, en général, cette règle à l'écoulement des gaz sans qu'elle soit justifiée par l'expérience. D'après les expériences de l'auteur, depuis plus de dix ans, et qui s'étendent entre des vitesses variant de 3 à 18 mètres par seconde, la distribution des vitesses dans les divers points des sections d'un tuyau d'écoulement des gaz n'est pas fonction de la vitesse moyenne.

Les résultats de ces essais sont représentés par les courbes de diagramme fig. 8 et 9; d'après ces expériences :

1° Le rayon du cercle des vitesses moyennes est d'environ les 0,775 de celui du tuyau dans des tubes de longueurs comparables à celle des distributions de gaz.

2° Dans un tuyau de 327 millimètres de diamètre, et à 9 m. 15 d'un coude, le rayon de vitesse moyenne était d'environ les 0,9 de celui du tuyau ;

3° Ce rayon a toujours dépassé celui de Darcy : 0,689.

4° Quelle que soit la distribution observée des vitesses aux différents points de la section d'un tube à une vitesse moyenne quelconque, elle reste indépendante de cette

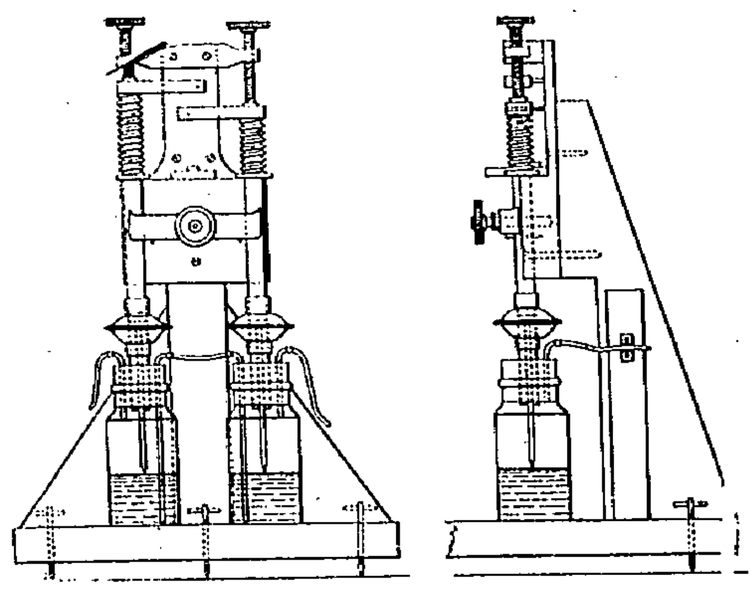


Fig. 5. — Appareil permettant de mesurer des différences de niveau à 0 m. 01 près.

L'appareil représenté par la fig. 5 se compose de deux flacons à demi remplis d'eau colorée et réunis par un syphon et en communication respectivement, par le haut, avec le tube de Pitot et la prise latérale. Leurs niveaux se déterminent par le contact d'une pointe d'aiguille commandés par vis avec tiges à verniers. Les pointes sont paraffinées de manière à ne pas entraîner de gouttes d'eau après chaque réglage. Le vernier donne la différence des deux niveaux à un centième de millimètre près, par des mesures mécaniques directes et peut aller jusqu'à une approximation de 0 mm. 003.

vitesse sur une très grande étendue, entre des vitesses de 18 et 3 mètres par seconde;

5° Le rapport de la vitesse moyenne à la vitesse maxima est sensiblement constant, et égal à 0,873, dans ces limites ;

6° Le tube de Pitot doit être placé au centre de la section, où la vitesse est maxima, si l'on détermine en même temps la distribution des vitesses dans le tuyau, sinon, il vaut mieux le placer au rayon 0,775 de celui du tuyau que de le mettre au centre, en supposant que la vitesse moyenne soit les 0,873 de la vitesse maxima ainsi indiquée.

Des expériences comparatives exécutées avec un gazomètre et des tubes de Pitot, pour mesurer l'écoulement de l'air au travers d'un tuyau de 150 millimètres de diamètre, ont montré que ce tube donnait des vitesses trop faibles d'environ 1,38 p. 100.

De ce que le tube de Pitot, placé dans une position invariable, donne des indications certaines de la vitesse moyenne d'écoulement, il devient intéressant de chercher à intégrer mécaniquement les variations de la racine carrée de sa pression, ce qui revient à faire

marcher un compteur à gaz par cette pression ; tel est le cas de l'appareil représenté par la fig. 3 et dont le principe est le suivant :

Le tube de Pitot et les jauges latérales disposés sur un tuyau calibré subissent une pression différentielle qui agit sur une cloche de gazomètre suspendue à des ressorts et immergée partiellement dans l'huile, et cette pression différentielle tend à abaisser la cloche. Cette cloche est constamment équilibrée par des attractions de solénoïdes parcourus par un courant.

Soient I l'intensité du courant électrique, P la pression différentielle, A la section de la cloche du gazomètre et K une constante ; lorsque l'équilibre est atteint, on a :

$$PA = KI^2$$

ou

$$P = I^2 \times \text{constante}. \qquad (2)$$

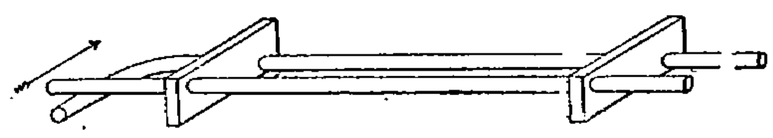
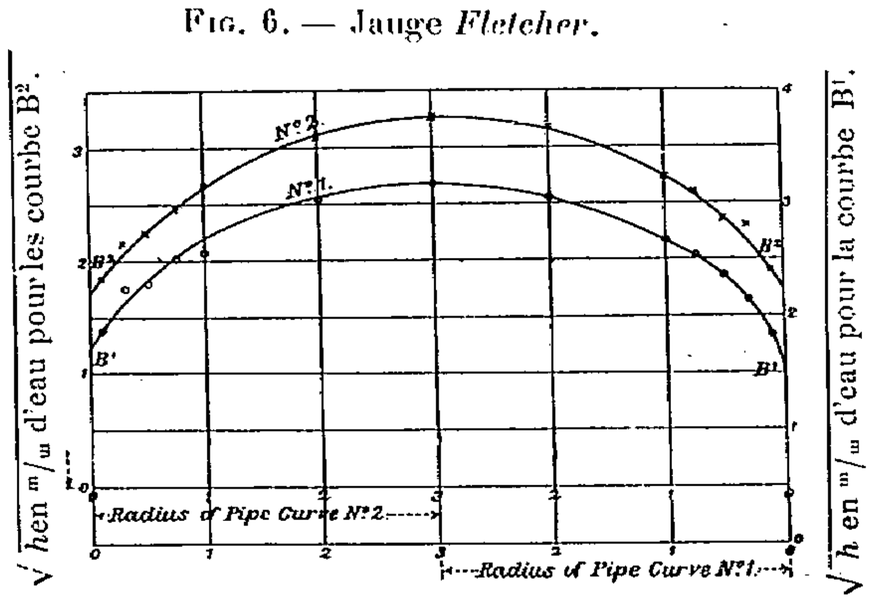


Fig. 6. — Jauge *Fletcher*.



Rayon du tuyau courbes n° 2 et n° 1. N° 1 en pouces.

Fig. 8. — Distribution des courbes de vitesse pour un tuyau de $r = 75$ millimètres.
N° 1 Rayon de pression moyenne $= 0{,}725\ r$; vitesse maxima 12 mètres par seconde. N° 2 Rayon moyen $= 0{,}721\ r$; vitesse maxima 12 m. 36.

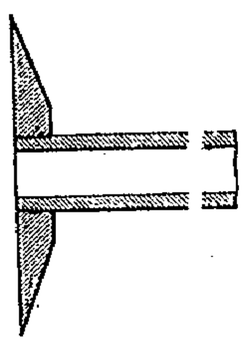


Fig. 7.

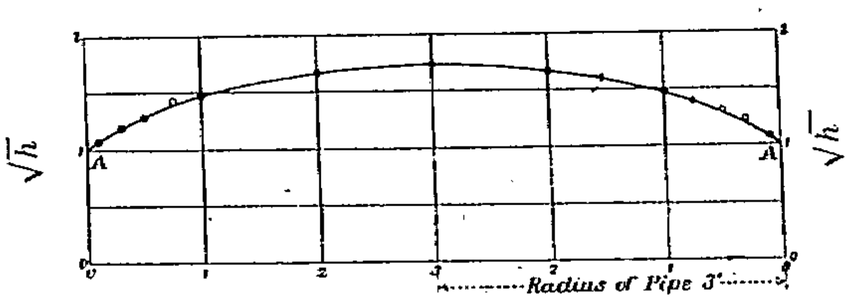


Fig. 9. — Distribution des courbes de vitesses pour un tuyau de $r = 75$ millimètres.
Rayon moyen $= 0{,}737\ r$; vitesse maxima 6 m. 60.

On sait, qu'avec un tuyau convenablement calibré, le débit de gaz D est, à chaque instant, de :

$$D = \sqrt{P \times \text{constante}},$$

d'où

$$P = D^2/k. \qquad (4)$$

De (2) et de (4) il vient :

$$D = I \times \text{constante}. \qquad (5)$$

Au bout d'un temps T, le débit est de :

$$\int_0^T I dt = k \int_0^T C dt,$$

I étant une constante.

Un ampère-mètre traversé par le courant I donne l'intégrale, d'où le débit en mètres cubes de gaz par heure, si l'on a déterminé k.

Pour calibrer ce compteur, il suffit de connaître la section de la cloche et le courant I

nécessaire pour l'équilibrer avec une différence de pression donnée. On doit aussi connaître la distribution des vitesses du tube dans lequel est placé le tube de Pitot, ainsi que la densité moyenne du gaz au point où se trouve placé le tube de Pitot.

Le gaz qui traverse le tube de Pitot et la jauge latérale est filtré pour le débarrasser de ses impuretés : goudrons et eau s'il s'agit de gaz d'éclairage, sans contre-pression, et est amené à l'intérieur et à l'extérieur de la cloche, dans son enveloppe. Cette cloche est attachée à une balance électrodynamique dont le contrepoids équilibre celui de la cloche. Le bras du fléau joue entre deux contacts mis en jeu par le moindre déséquilibrage, en plus ou en moins, et qui commandent l'entrée ou la sortie de l'eau d'un cylindre vertical à flotteur, dont la corde fait varier la résistance du circuit de la balance.

Ce circuit renferme un ampère-heure-mètre dont on prend lecture. Un voltmètre électrolytique à cuivre donne d'excellents résultats par la pesée de ses plaques, qui se fait très facilement. Cet appareil ne se dérange pas; en pratique, il suffit d'un courant de 100 volts $\times$ 1 : 10 d'ampère.

Le manomètre représenté en fig. 4 est divisé proportionnellement aux racines carrées des nombres de 1 à 100. de sorte qu'il indique immédiatement les vitesses.

TURBINES A VAPEUR [1]

Essai d'une turbine Westinghouse de 1.250 kilowatts [2]. — Ces essais ont été exécutés en novembre 1903 sur l'une des trois turbines Westinghouse-Parsons installées à la station d'éclairage de la New-York Rapid Transit C°.

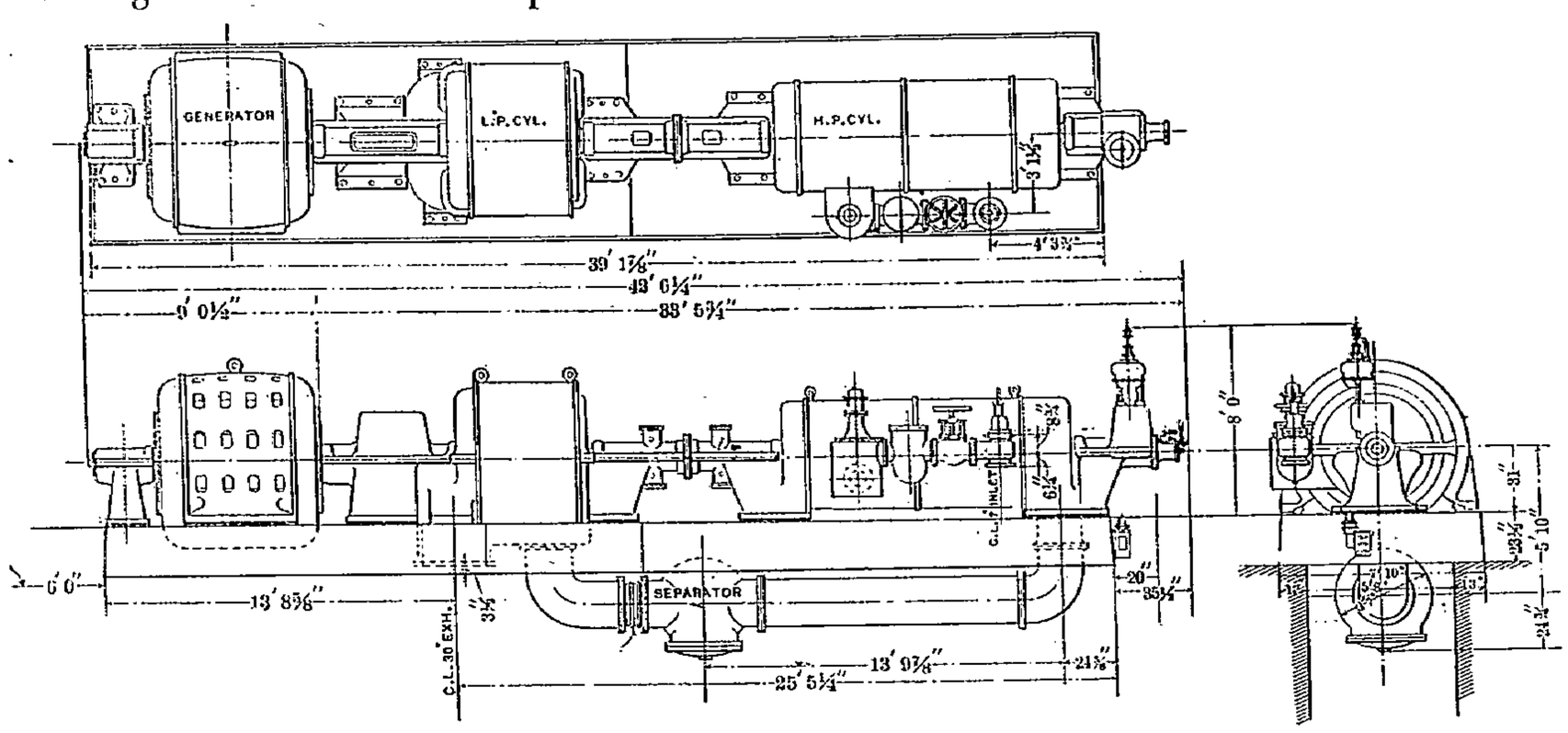


Fig. 1.

La turbine est (fig. 1) à deux cylindres compound tandem à détentes multiples ; elle attaque directement sa dynamo par un accouplement flexible. L'échappement de la turbine de haute pression passe dans celle de basse pression au travers d'un séparateur de vapeur condensée, dont le débit était mesuré pendant les essais puis renvoyé à l'échappement. Le réglage se fait par un régulateur centrifuge très sensible, contrôlant la durée des bouffées de vapeur admises toutes les 2″ 1/2 ; ce procédé permet de régler l'admission de la vapeur sans la laminer, en l'admettant constamment presque à la pression de la chaudière. La tension du ressort du régulateur peut se régler à la main de

1. Voir la *Revue de Mécanique* de janvier 1904, p. 81.
2. *Power*, mars 1904. Note de M. Mattice.

l'extérieur, ce qui permet de faire varier la vitesse de régime. La turbine de haute pression est, en outre, pourvue d'un second régulateur d'arrêt ou de sécurité, qui coupe la vapeur dès qu'on dépasse une vitesse donnée.

Une dérivation de la vapeur de haute pression à la turbine de basse pression permet d'augmenter la puissance du groupe de 50 p. 100.

Le graissage des paliers se fait par une circulation d'huile forcée par une pompe sous une pression de 165 millimètres, charge suffisante pour baigner d'huile les portées flexibles des arbres ; cette huile recueillie dans le socle est refroidie dans son retour aux paliers par une circulation d'eau autour du serpentin en cuivre qui l'y ramène.

La dynamo est du type triphasé à 11.000 volts, 50 périodes, 6 pôles ; vitesse normale 1.200 tours par minute. Le contrat prévoyait les dépenses de vapeur suivantes par cheval-heure électrique, avec de la vapeur saturée, ou surchauffée de 40°. En pleine charge, 7 kg. 2 et 6 kg. 30 ; aux 3/4 de charge, 7 kg. 5 et 6 kg. 5 ; en demi-charge, 8 kg. 2 et 7 kg. 3 ; au quart de charge, 10 kg. 5 et 9 kg. 5.

La vapeur était, pendant les essais en surchauffe, surchauffée par un surchauffeur au

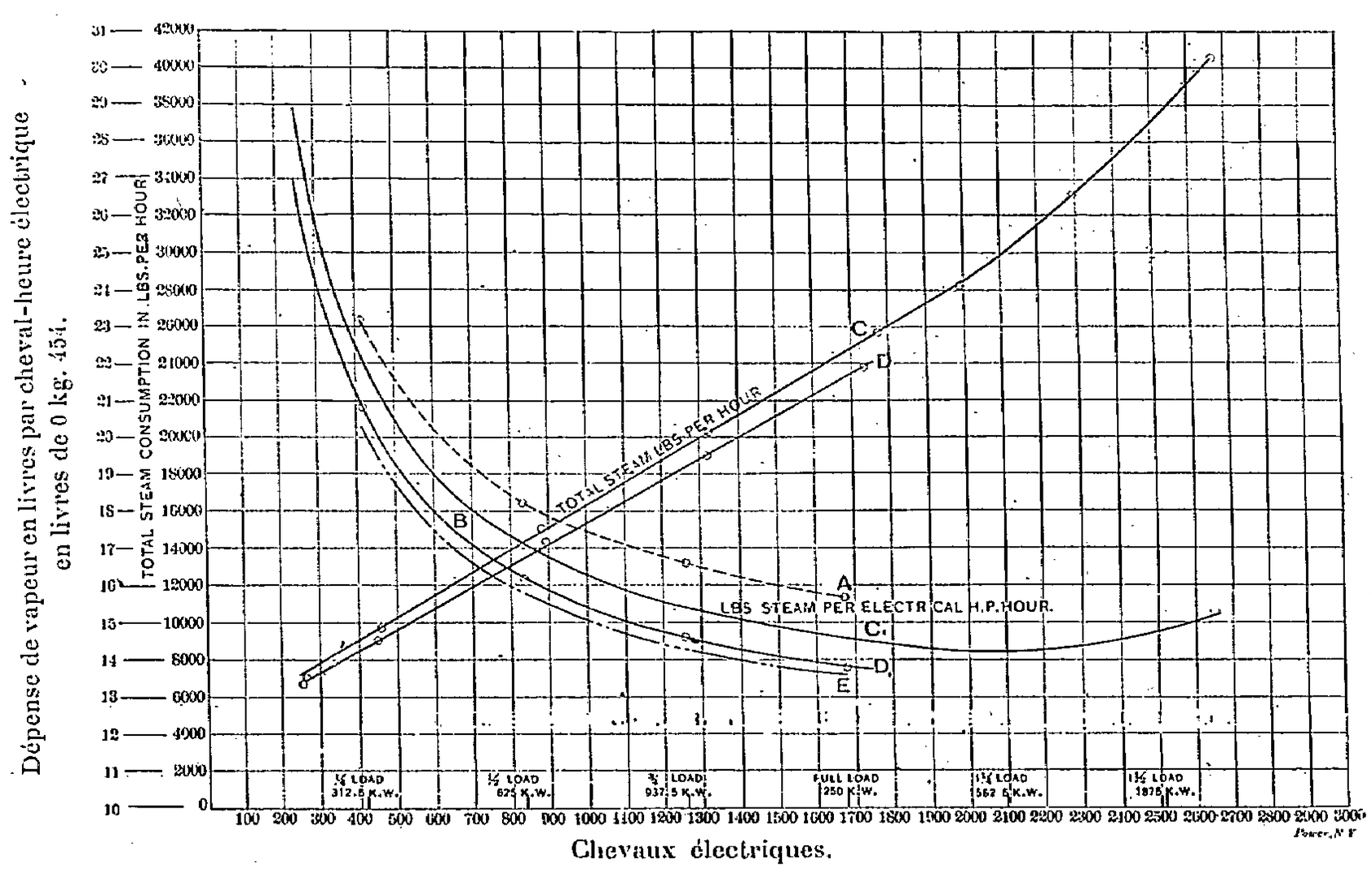


Fig. 2. — Turbine de 1.250 kilowatts n° 4.

A et B, courbes de garantie ; C et C', essais avec pression d'admission de 10 kg. 3 ; vapeur saturée sèche ; vide de 686 millimètres ; D et D', pression 10 kg. 5 ; surchauffe de 43° ; vide de 690 ; E, dépense de vapeur calculée d'après essais avec une pression d'admission de 12 kg. 3 au lieu de 10 kg. 5 ; surchauffe de 42° ; vide de 685 millimètres.

gaz indépendant ; la condensation se faisait dans un condenseur Alberger (*Revue de Mécanique*, avril 1903, p. 382) avec pompes à air indépendantes humide et sèche. A la fin de chaque essai, le niveau de l'eau dans la bâche était ramené à celui du commencement de l'essai.

La puissance électrique était réglée par un rhéostat liquide, après réduction du voltage à 550 volts par un transformateur. L'intensité du courant était donnée par une double installation d'ampères-mètres ; dans chacune des trois phases, on insérait deux transformateurs en série, reliés chacun à un ampère-mètre à bas voltage et, pour les faibles charges, un électro dynamomètre Siemens. Le voltage était donné par deux voltmètres après réduction de la tension au centième par des transformateurs.

La pression de la vapeur à l'entrée était donnée par deux manomètres, et le vide par une colonne de mercure reliée à l'échappement. La température de la vapeur était donnée par deux thermomètres. Pendant les essais en vapeur saturée, un calorimètre donnait la siccité de la vapeur, que l'on chauffait au surchauffeur juste assez pour en enlever l'humidité. La vitesse de la turbine était donnée par celle d'une pompe commandée avec une réduction de 31/4. Un tachymètre indiquait les variations brusques de vitesse.

A la fin des essais, on fit varier la charge de 1.309 à 1.342 kilowatts, brusquement, avec une variation de vitesse de 2,2 p. 100. On augmenta la vitesse, en bloquant le régulateur, jusqu'à 1.372 tours, vitesse à laquelle le régulateur de sûreté arrêta la turbine, soit à une vitesse supérieure de 14,35 p. 100 à la vitesse normale.

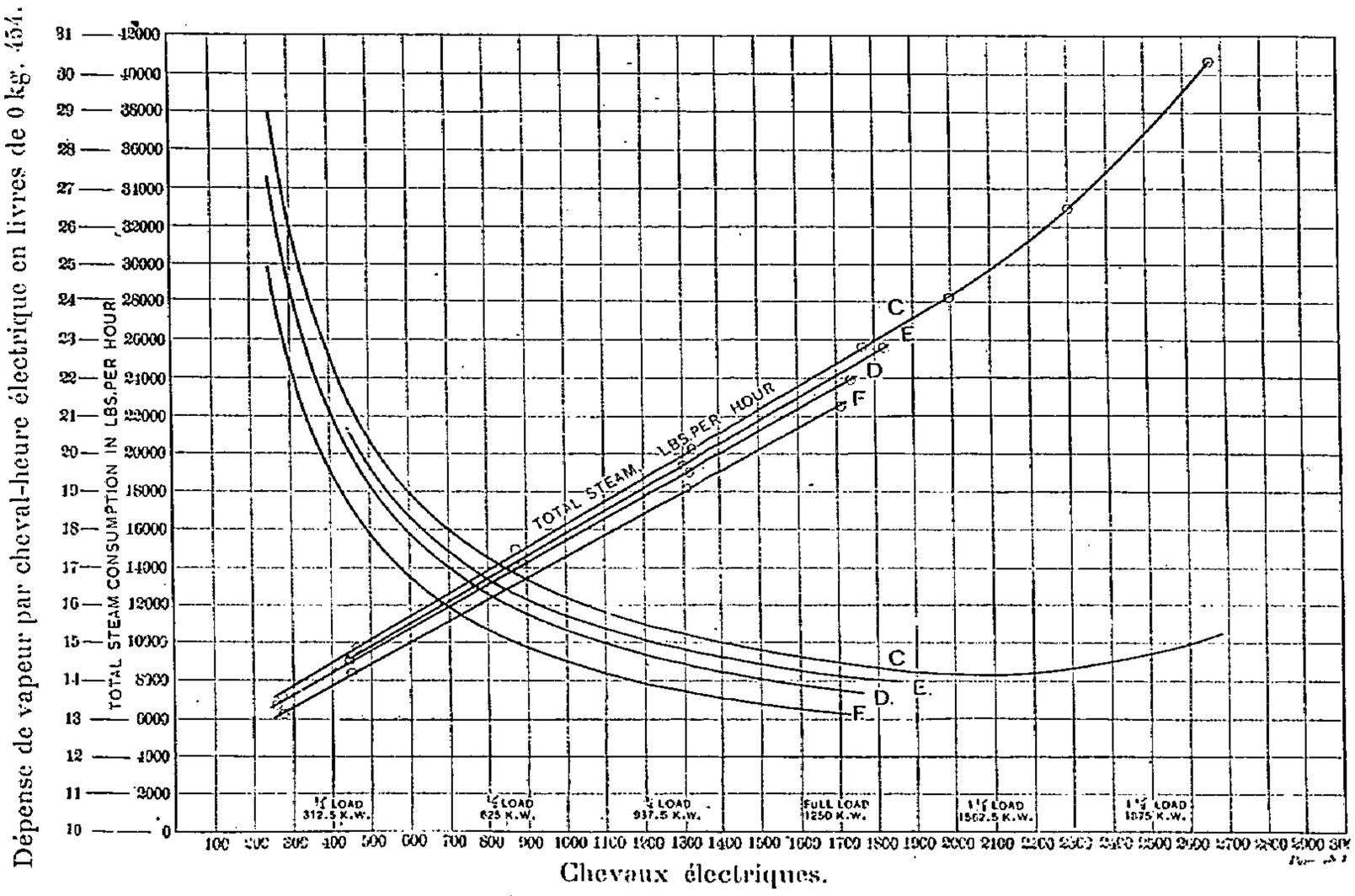


Fig. 3. — Turbine de 1.250 kilowatts n° 4.

C et C', essais à la pression d'admission de 10 kg. 3 en vapeur saturée sèche, vide de 690 millimètres ; D et D', avec pression de 10 kg. 5, surchauffe de 43°, vide de 690 ; E et E', pression 10 kg. 5, vapeur saturée sèche, vide de 710 ; F et F', pression 10 kg. 5, surchauffe de 44°, vide 710 millimètres.

Les résultats de ces essais sont donnés par les diagrammes fig. 2 et 3. On voit qu'avec la vapeur saturée, les résultats ont été bien supérieurs à ceux de la garantie : de 7 p. 100 environ en pleine marche, et avec de la vapeur à 10 kg. 5 au lieu de 12 kilog. Avec de la vapeur surchauffée, les résultats coïncident avec ceux de la garantie. La courbe calculée E (fig. 2) donne la dépense probable avec une pression de 12 kilog., d'après les résultats obtenus avec cette pression et d'autres turbines.

Le diagramme fig. 4 donne ces mêmes résultats par cheval électrique et par cheval indiqué avec un vide de 710 millimètres et des rendements : turbine et dynamo, de 90 et 85 p. 100.

La courbe C (fig. 3) fait ressortir l'effet de la dérivation qui permet de marcher, aux fortes puissances, avec les deux turbines en haute pression. On faisait varier l'ouverture de cette dérivation proportionnellement à la surcharge de manière à marcher en allure économique en toute surcharge, jusqu'au maximum. L'allure de la courbe C est la même que celle de la courbe analogue d'une machine à piston.

La dépense de vapeur de ces turbines est comparable, en pleine charge, à celle des meilleures machines à piston, et aussi aux faibles charges, en raison du meilleur rendement organique des turbines. Pour lutter avec la turbine en faibles charges, la machine à piston ne devrait jamais dépenser plus de 5 kilog. de vapeur par cheval indiqué.

Turbine Parsons. — L'objet que s'est proposé M. Parsons, dans la turbine représentée par les fig. 5 à 14, est de diminuer le frottement des roues dans la vapeur en faisant tourner celles de ces roues et aubes qui sont inactives, comme dans les cas des turbines réversibles, dans une atmosphère à pression très atténuée ; cette disposition peut d'ailleurs s'appliquer à tous les genres de turbines.

Dans le cas d'une turbine à jet latéral unique *m* (fig. 5) et à grande roue *b*, avec

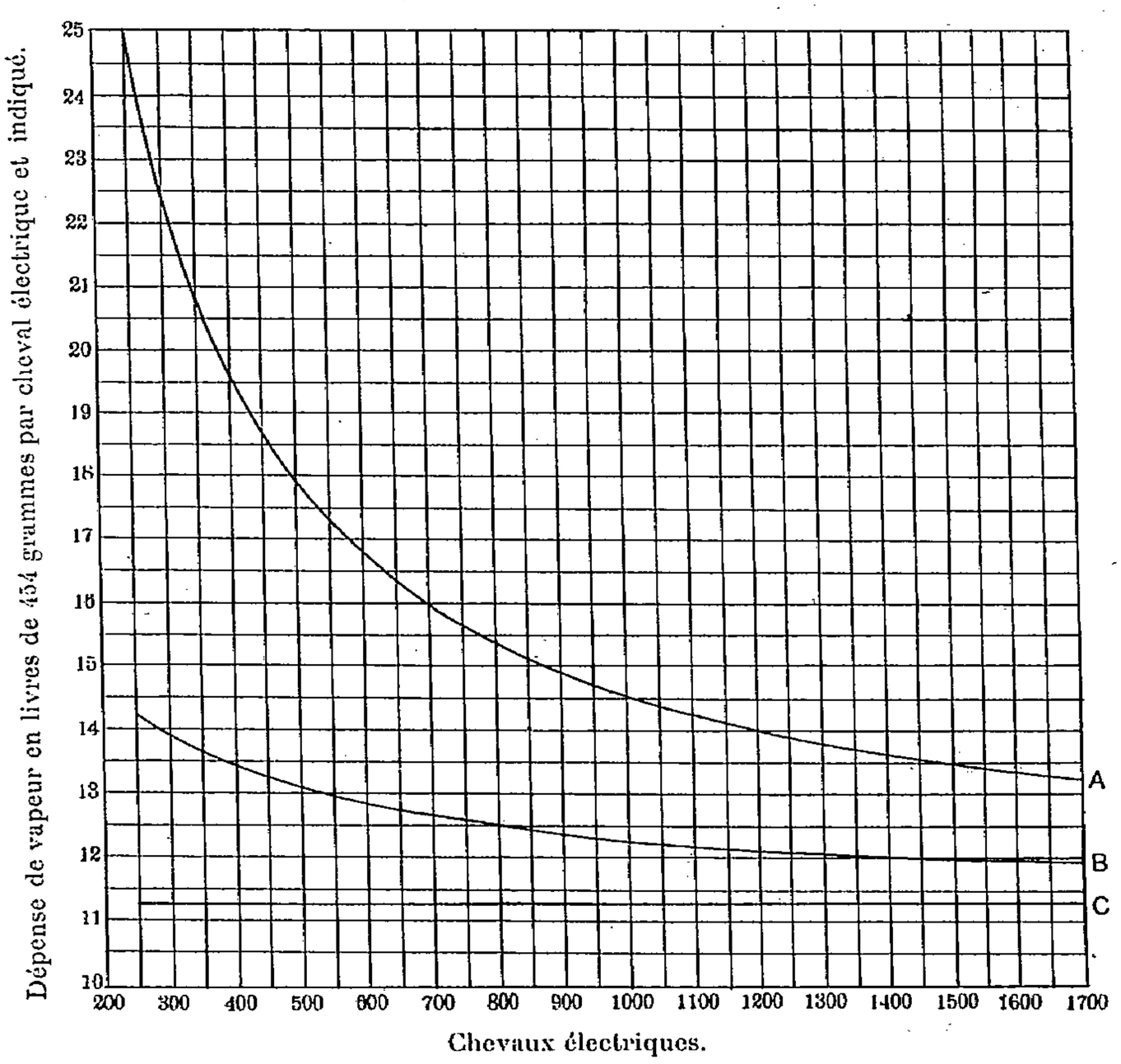


FIG. 4.

A, dépense par cheval électrique aux essais, vide 710 millimètres, pression 10 kg. 50, surchauffe 42° ; B et C, dépenses calculées d'après A, par cheval indiqué, avec rendements constants respectifs de 90 p. 100 et de 85 p. 100 pour la turbine et sa dynamo.

aubes *a*, cette roue tourne dans une chambre *x*, séparée de la chambre d'échappement *o* par les cloisons jointives *q* et *r*. Au passage du jet, le jeu des aubes *a*, en *wv* et *u* (fig. 2) est réduit au minimum, et la vapeur, après avoir traversé ces aubes, passe dans l'atmosphère ou au condenseur par 14 (fig. 11) *o* et *p* ; des déflecteurs en chicane *h* empêchent le passage de la vapeur de *o* en *x*. En fig. 13, ces segments affleurent simplement la jante de la roue *k*. L'entrée de l'air en *x* par le passage de l'arbre *c* est empêchée par des garnitures analogues 4 (fig. 5), avec manchon de vapeur en 6, de sorte que, si les garnitures 4 fuient, elles laissent entrer en *x*, non pas de l'air, mais de la vapeur. Le vide est maintenu en *x* par un tuyau 8, en rapport avec un aspirateur ; les condensations s'en évacuent en 15.

Tout le corps de la roue et les aubes inactives tournent dans le vide de x, en même

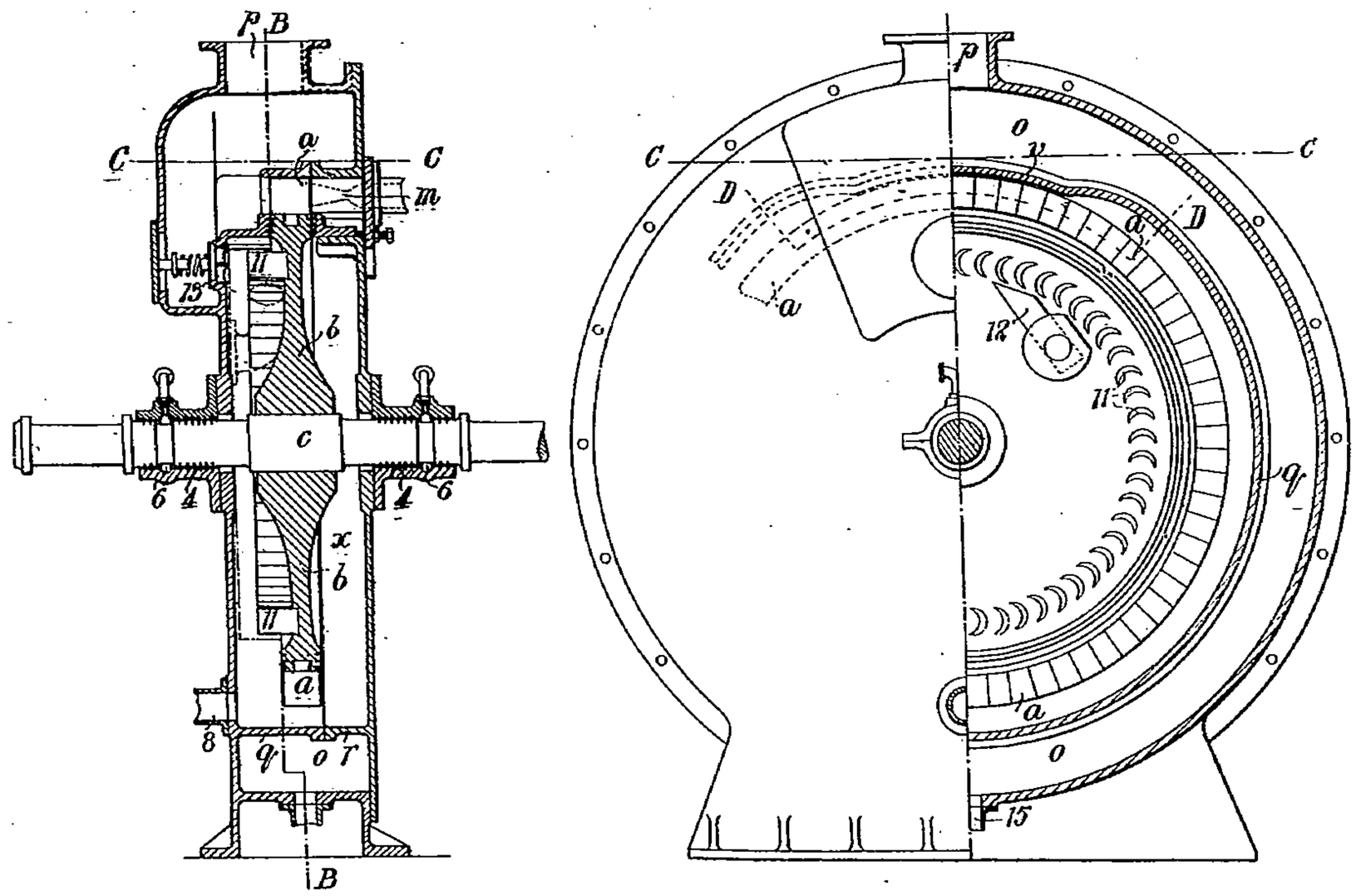


Fig. 5 et 6. — Turbine *Parsons*.
Coupes diamétrale et BB.

temps que les aubes de changement de marche 11. Lorsqu'on veut renverser les marches

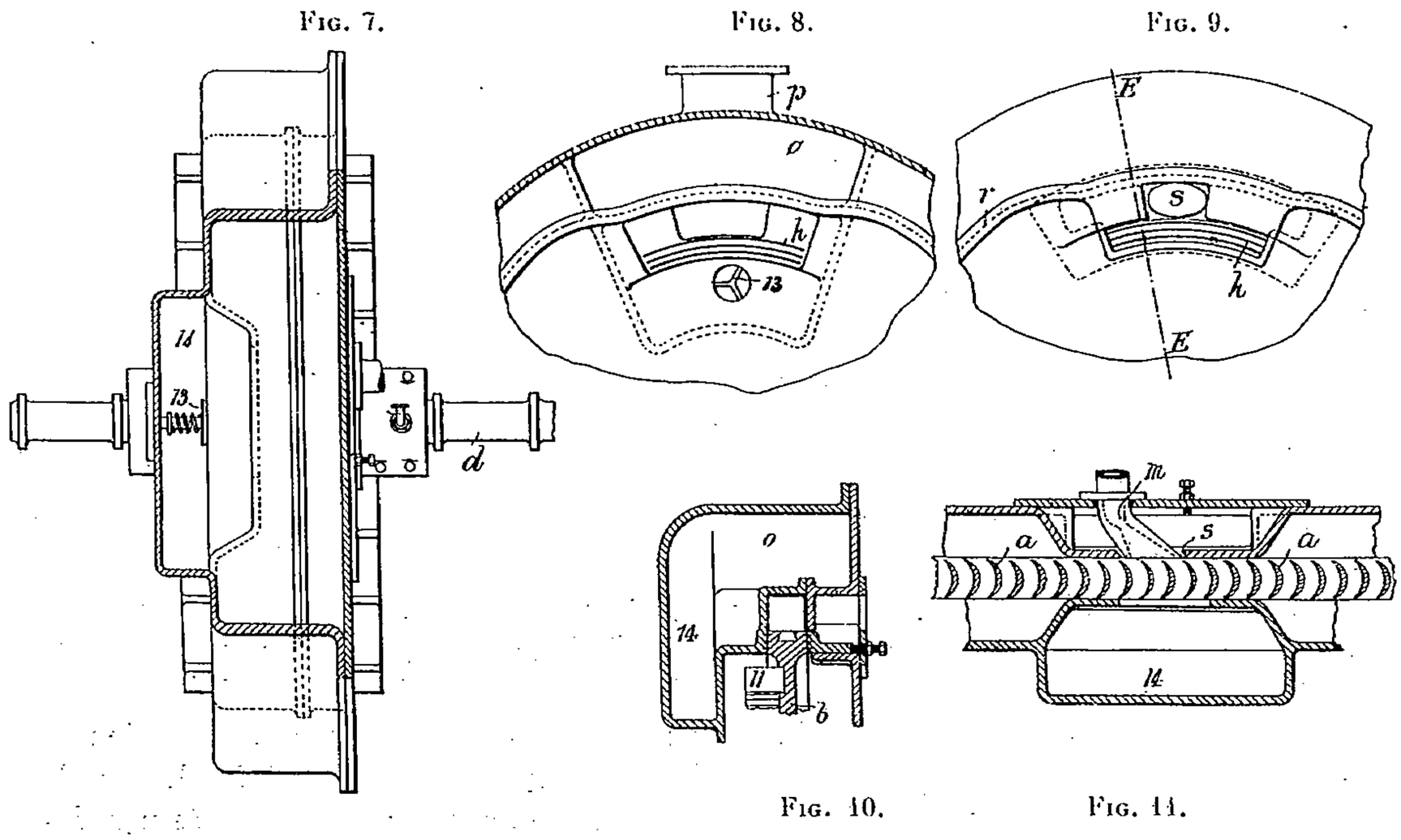


Fig. 7 à 11. — Turbine *Parsons*. Coupe CC (fig. 5) et détails.

de la turbine, on admet la vapeur sur ces aubes 11 par le jet 12, et l'échappement de cette vapeur passe de x en o par le clapet 13.

Dans le dispositif fig. 14, les aubes de renversement 11 sont disposées sur une couronne extérieure à celle des aubes *a*, et reçoivent leur vapeur du jet 23, qui s'échappe en 28, alors que les aubes *a* sont alimentées par 24 de vapeur s'échappant en 27.

La fig. 16 représente l'application de ce perfectionnement à une turbine parallèle multiple 36, avec turbine de changement de marche 37. En marche normale, la

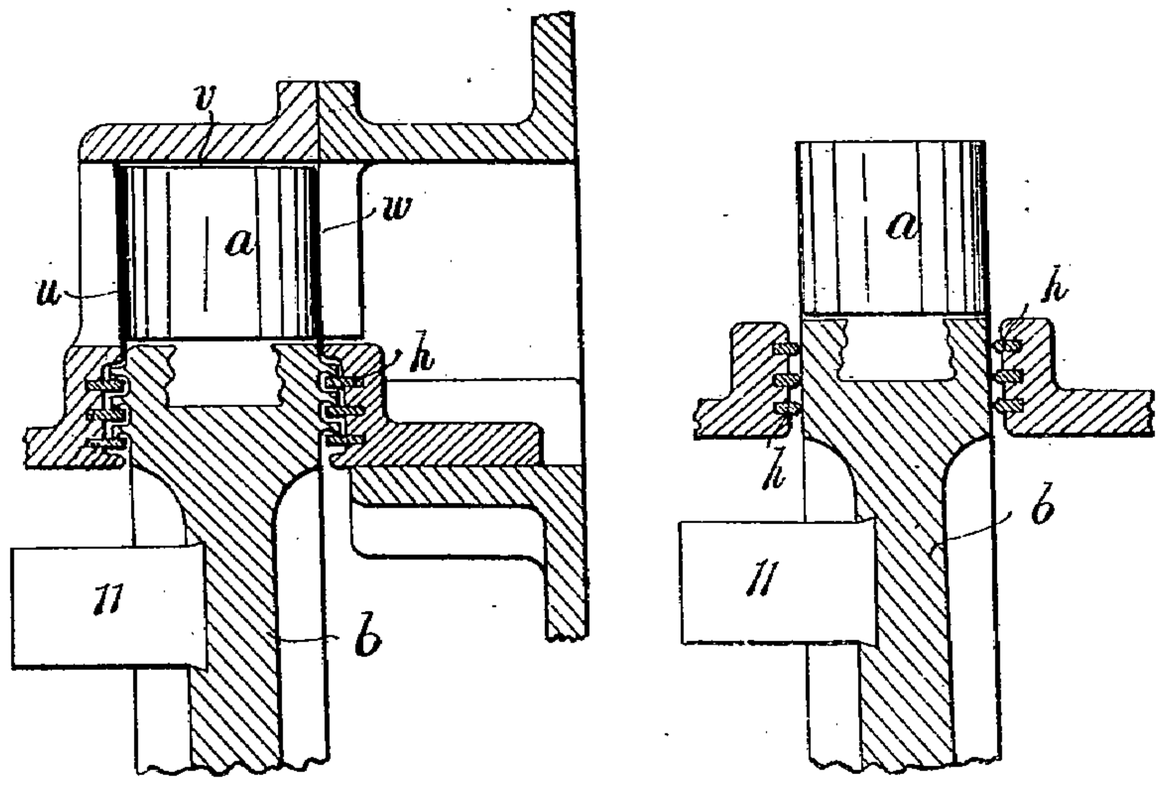


Fig. 12 et 13. — Turbine *Parsons*.

turbine tourne dans un vide déterminé par une aspiration en 40 ; en renversement, la vapeur est admise en 37 par 39, après fermeture de 40, et elle s'en échappe par les clapets 13. On peut se servir, pour maintenir le vide en 40, des dispositifs décrits dans la *Revue de Mécanique* d'avril 1903, p. 383.

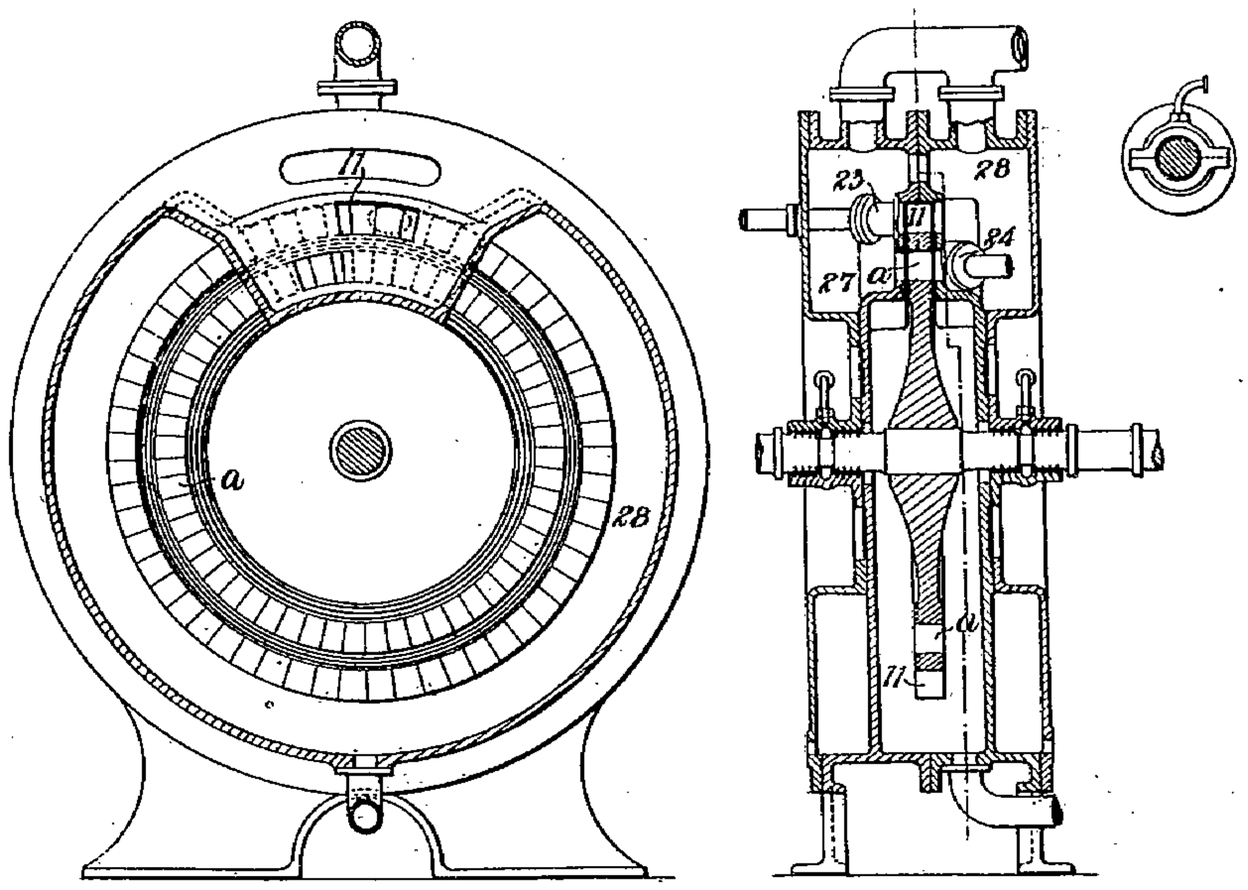


Fig. 14 et 15. — Turbine *Parsons*.

Turbine Rateau[1]. — Cette turbine nouvelle, représentée par la fig. 17 se compose de deux turbines : l'une, de grand diamètre 1 et à basse pression, reçoit sa vapeur en 2, et l'évacue au condenseur en 3, l'autre turbine 4, de haute pression, reçoit en 29 la vapeur de la chaudière et s'échappe, par 8 et 9, en l'admission de 1 ; les deux turbines marchent alors en détente étagée. En outre, 2 communique, par la soupape 14, avec l'échappe-

1. Voir *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale* d'avril 1904.

ment 12 d'une machine à vapeur quelconque, qui vient ainsi se joindre à l'échappement 9 de la turbine 4, avec une pression réglable par le ressort 15. La manette 16 permet d'ailleurs de fermer complètement la soupape 14.

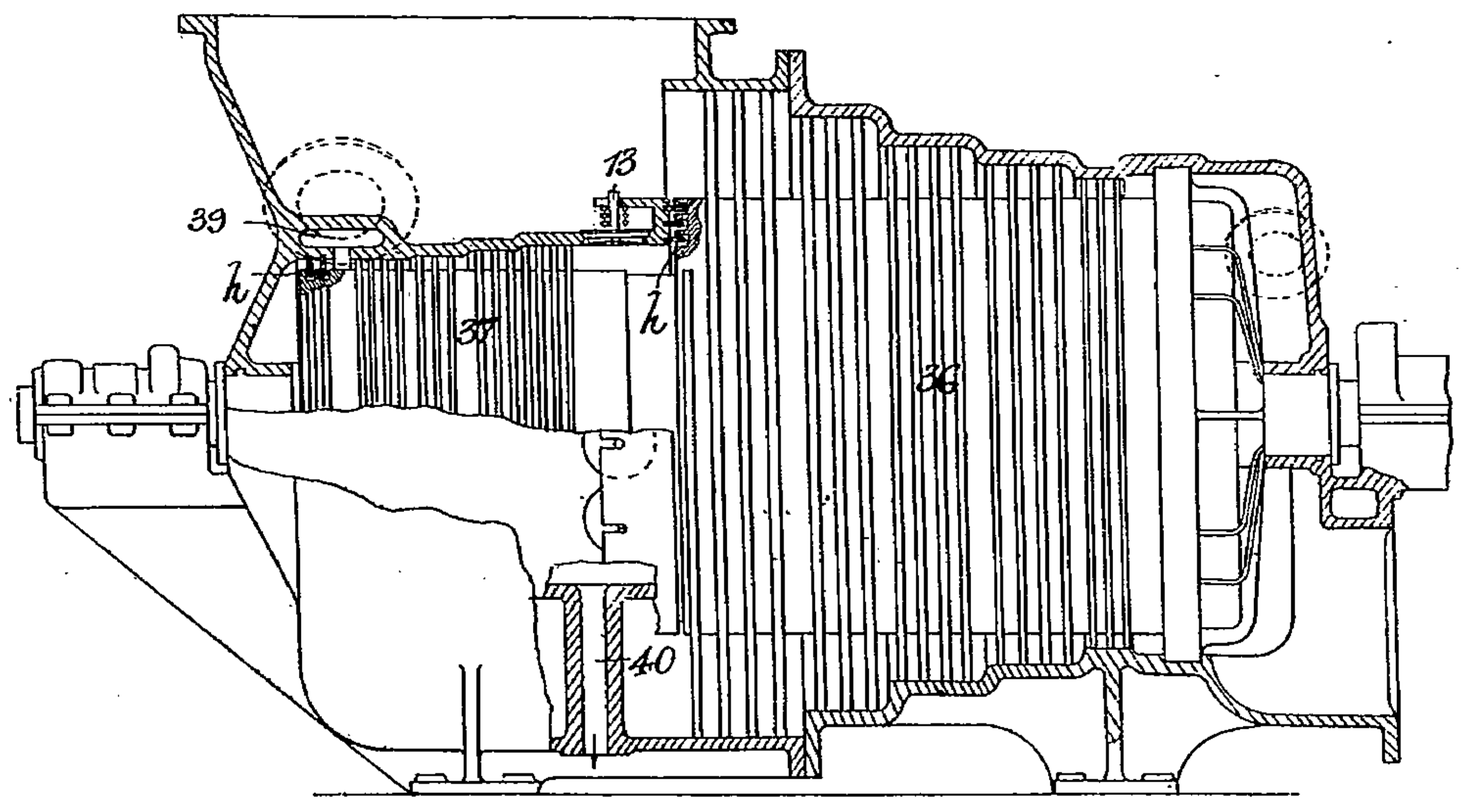


Fig. 16. — Turbine *Parsons*.

La valve d'admission 23 de la vapeur de la chaudière à la première turbine est commandée par un diaphragme 25, chargé, au bas, par un levier 27, à ressort réglable 28,

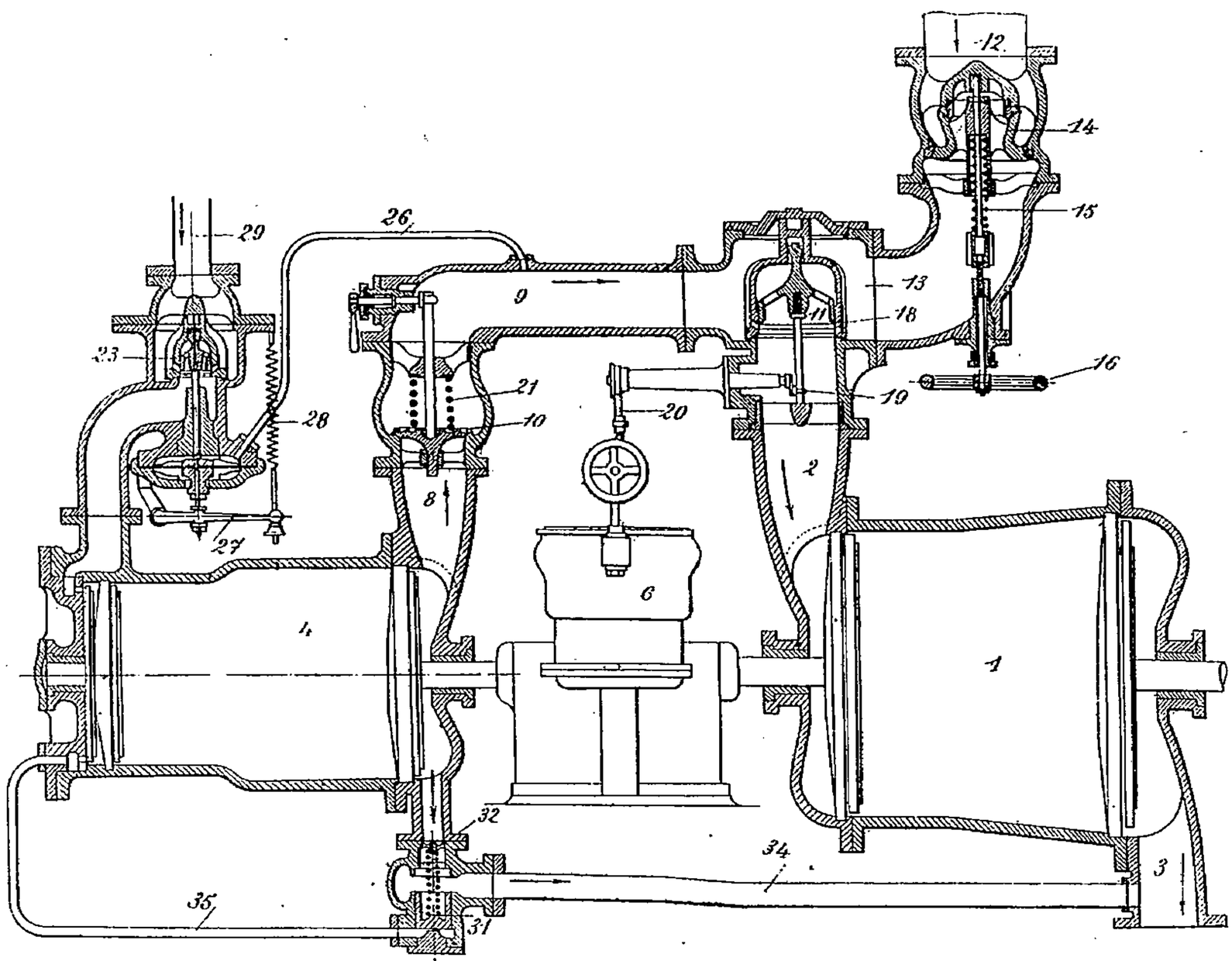


Fig. 17. — Turbine *Rateau*.

et en communication, sur sa face supérieure, avec le tuyau 9, par le tuyau 26, de sorte que ce diaphragme ouvre ou ferme 23 plus ou moins suivant que la pression diminue

ou augmente en 9 ; et quand l'admission 23 est ainsi fermée, le ressort du piston 32 se détend, en ouvrant la valve 31, qui met alors l'échappement de 4 en communication, par 34, avec le condenseur en 3. Dès, au contraire, que la pression d'admission reprend en 4, elle vient, par 35, agir sous 31 et refermer la soupape 32.

Tant que l'échappement du moteur extérieur en 12 est suffisante pour alimenter la turbine 1, sa pression en 9 ferme l'admission de 4 en 23 ; le clapet de retenue 10 reste fermé par cette même pression et les roues de la turbine 4, mises en rapport, par 32, avec le condenseur, tourne avec une faible résistance dans le vide de ce condenseur. Le réglage se fait par l'action du régulateur 6, en 19-20, sur la valve 18.

Dès que la pression baisse, en 9, au-dessous de la limite fixée par le ressort 28, ce ressort rouvre l'admission en 4 de manière à rétablir, par l'échappement de 4 en 8-10 la pression en 9 au taux voulu.

Lorsque la machine extérieure cesse de fonctionner, la vapeur admise en 4 fait seule marcher les deux turbines en compound.

Dans le dispositif représenté par les fig. 18 à 20, l'admission 36 de la vapeur à la

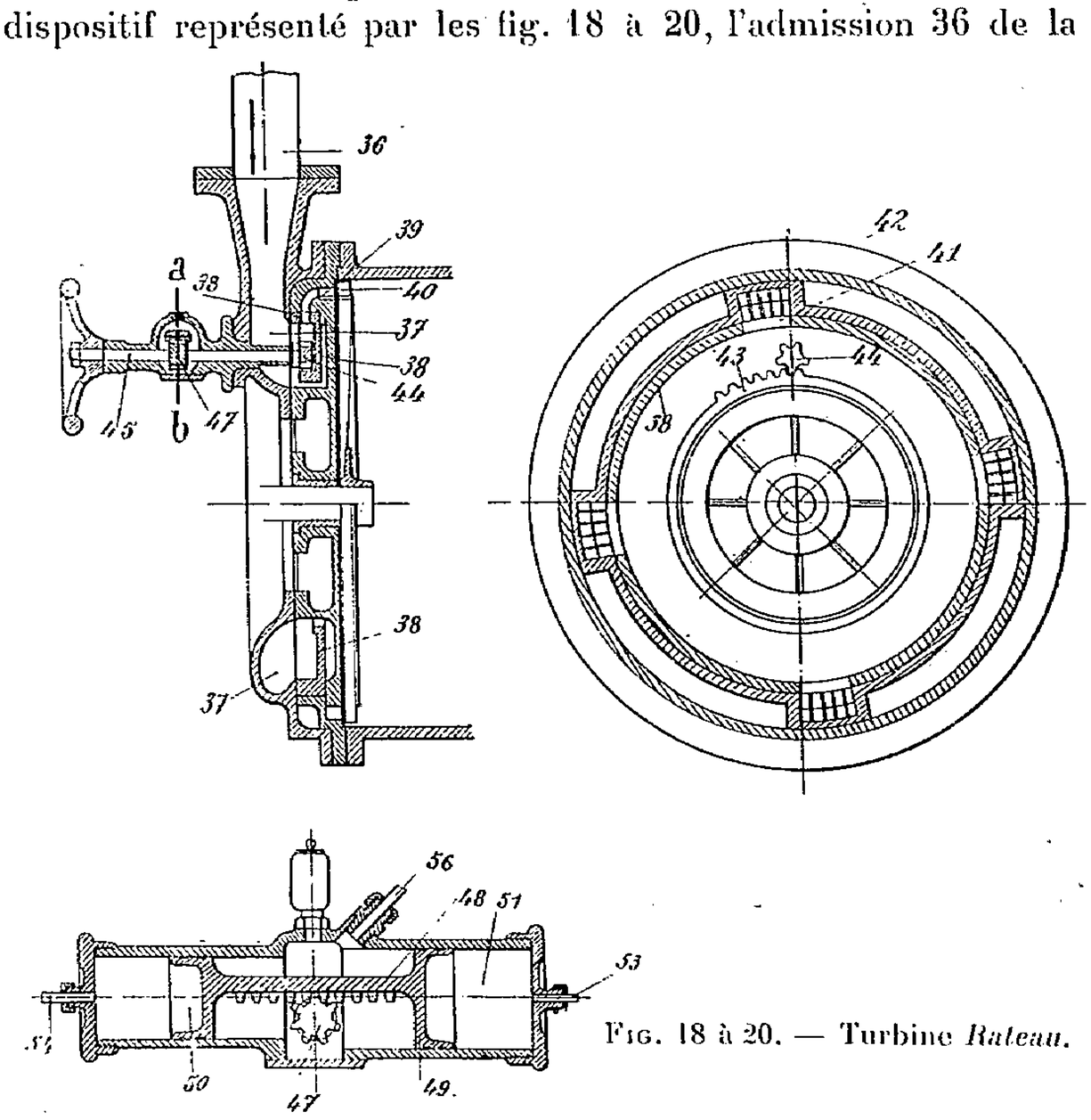


Fig. 18 à 20. — Turbine *Rateau*.

turbine 4 est commandée par une valve circulaire 38, à lumières 41, menant, par 39, aux aubes 40 de la première roue de 4, de sorte qu'en tournant cette valve on admet la vapeur, sans étranglement à un plus ou moins grand nombre d'aubes 40. La rotation de 38 est commandée par les pignons 43-44, l'axe 45 de ce dernier étant actionné, de la crémaillère 48, par les pistons 49 et 50, en communication, respectivement, par 53 et 54, avec la chambre 13 (fig. 17) et avec la chaudière. L'espace entre les pistons différentiels 49 et 50 communique, par 56, avec le condenseur. La différence des sections de pistons 48 et 50 fait que la pression, en 13, est maintenue, en fonction de celle de la chaudière, au degré déterminé par cette différence.

Si on relie le cylindre 51, par 53, à la chambre d'admission 37 de la turbine 4, et que l'on commande l'admission de 36 à 37 par un régulateur, la valve 38 suivra, en servomoteur, la marche de ce régulateur.

MÉCANISME A FORCE VIVE DE M. *L.-M. DENIS*

Le choc, sous ses diverses formes : marteaux de principes divers, moutons, balanciers à vis, etc., est très employé dans l'industrie. C'est un moyen de travail qui ne peut être remplacé par aucun autre dans beaucoup de cas. Malheureusement, par sa nature même, il est en contradiction avec la plupart des machines modernes, lesquelles étant autant que possible automatiques, pour avoir une grande production, sont de ce fait, des machines à mécanismes desmodromiques. Au contraire, l'organe de choc est par définition un mécanisme libre.

D'autre part, les moyens mécaniques employés pour mettre en mouvement la masse choquante sont en général rudimentaires et imparfaits. Des glissements considérables sont nécessaires dans le marteau à planche et dans le balancier à friction ; les marteaux à air ou à ressort ont une allure capricieuse et fonctionnent un peu au petit bonheur de l'épaisseur de la pièce ou de sa dureté qui lui donne un rebondissement différent suivant les cas.

Il faut, le coup venant d'être donné, éloigner la masse de la pièce, lui donner du champ, pour pouvoir imprimer à nouveau à la masse une certaine vitesse, la plus grande possible, avec laquelle cette masse doit arriver en contact de la pièce. Ces diverses phases de l'opération sont réalisées d'une façon rationnelle dans l'appareil représenté par les fig. 1 à 8 ; il a été ainsi possible d'obtenir, d'une façon suffisamment approchée dans la pratique, un choc par des moyens cinématiques.

Comme on le voit dans les fig. 1 à 8, ce mécanisme se compose, en principe, d'un coulisseau pesant a, glissant dans un bâti b ; d'un coulisseau léger c, glissant à friction sur le coulisseau a d'un arbre d, tournant dans le bâti b et portant une manivelle à galet e, engagé dans une rainure f, pratiquée dans le coulisseau c.

Le mécanisme ainsi disposé a pour but de donner un mouvement alternatif à loi sinusoïdale au coulisseau c pendant 3/4 de tour de la manivelle, comprenant : l'ascension des coulisseaux a et c depuis la position d'arrêt inférieur jusqu'au haut de course et la descente à mi-course, puis, pendant le dernier quart de tour, la descente des coulisseaux à vitesse uniforme et égale à la vitesse circonférentielle du bouton de manivelle, arrêt brusque de ces coulisseaux et repos pendant le temps que le bouton de manivelle termine son quart de tour.

En examinant les fig. 2 à 6 qui représentent, de face, la coulisse et le galet du bouton-manivelle aux positions principales, on voit que cette coulisse est droite de y en x en haut comme en bas, et de y en u sur le bas. En haut, de u en z, elle affecte la forme d'un cycloïde et, de z en y, celle d'un arc de cercle.

On a donc bien, avec cette disposition, de e (fig. 2) à e^3 (fig. 5) un mouvement sinusoïdal normal, en passant par les positions e' (fig. 3), e^2 (fig. 4). De e^3 (fig. 5) à e^4 (fig. 6), le coulisseau descend à vitesse uniforme. A ce moment a lieu le choc.

De e^4 (fig. 6) à e (fig. 2) le coulisseau est arrêté, puisque le galet se meut sur une partie circulaire $z\,y$, concentrique à l'arbre. A la position e, le mouvement régulier reprend.

Pour éviter les effets du choc sur le galet, on a fait le coulisseau c très léger et on l'a relié à la pièce principale de choc a soit :

1° Par une disposition à friction, comme le montre la fig. 1, par le couvercle g serré par des ressorts ;

2° Par (fig. 8) une disposition de verrou h rappelé par le ressort i dans une encoche

pratiquée sur le coulisseau *a*. Ce verrou cède dès que l'effort de glissement entre *a* et *c* atteint une certaine valeur. Des buttées *j* limitent la course de *a* sur *c* et empêchent le verrou de sortir complètement de son encoche.

Au moyen de l'une de ces deux dispositions, il y a une certaine mobilité de *a* sur *c*, de sorte que *a* seul donne le coup et ne transmet pas les efforts très considérables dus à ce choc aux autres pièces. A cet effet, la friction développée entre *a* et *c* est réglée de sorte

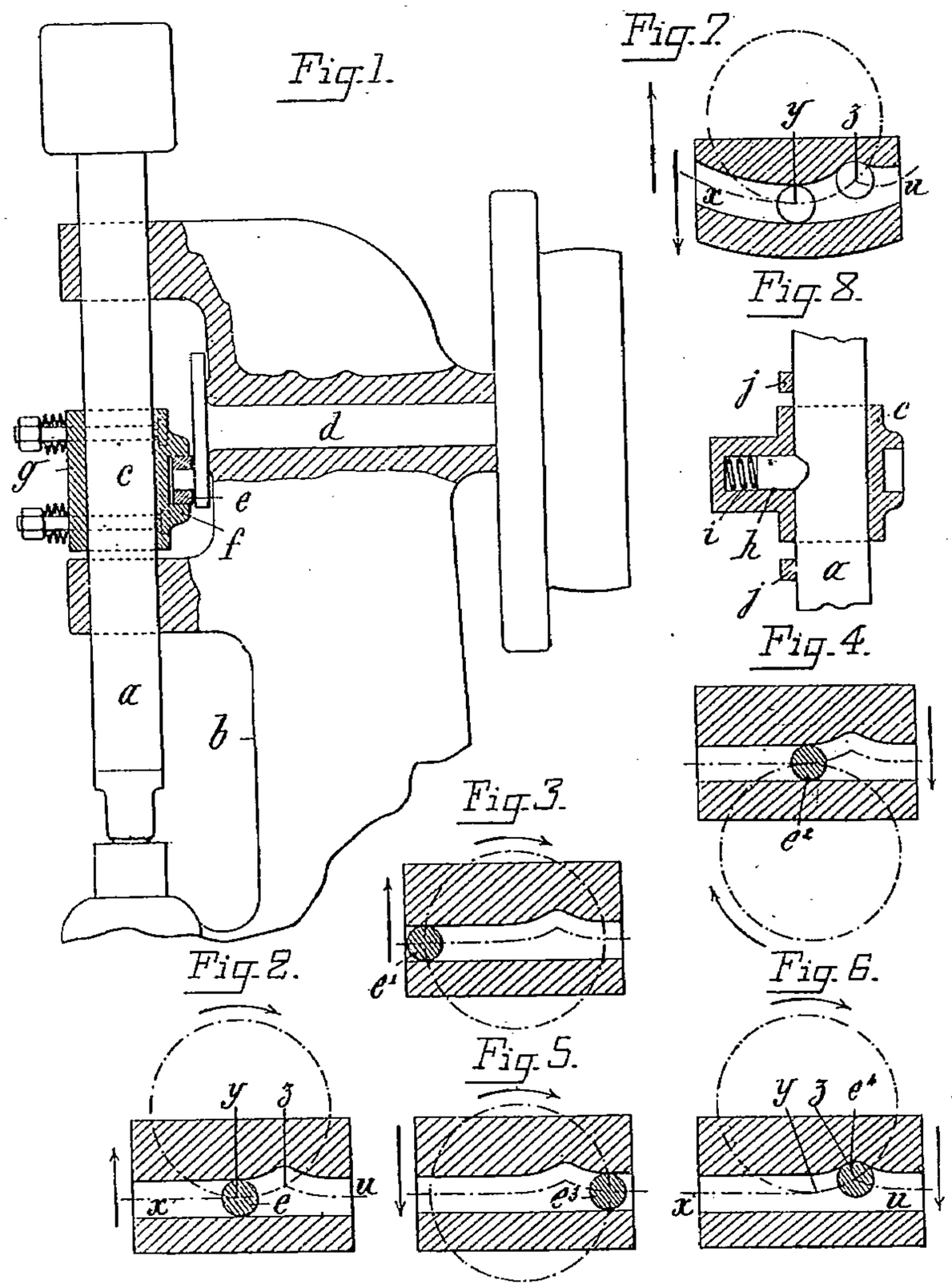


Fig. 1 à 8. — Mécanisme à force vive de M. *L.-M. Denis.*

qu'il y ait patinage dès que l'effort d'entraînement de *c* par *a* est supérieur aux efforts accélérateurs normaux dus au mouvement sinusoïdal du coulisseau. Le verrou *h* se déclenche aussi dans ce cas.

La première disposition est préférable pour les marteaux ou les outils sur lesquels on fait des travaux variés.

On obtient, par ce patinage, une sorte de réglage automatique ou de mise au point de *a* sur *c*.

La seconde disposition est meilleure pour les machines à répétition ou automatiques car les deux pièces *a* et *c* se remettent toujours, après le coup, à la même position l'une par rapport à l'autre.

Un des avantages de cette disposition est qu'il ne passe dans les diverses pièces du mécanisme, que des efforts très faibles par rapport à ceux développés par le choc.

La fig. 7 est une variante de la coulisse représentée en fig. 2 à 6. Dans cette variante, la rainure est cintrée dans son plan et porte la partie variée caractéristique; son mouvement général pendant les 3/4 de tour serait celui d'un bouton de manivelle de longueur

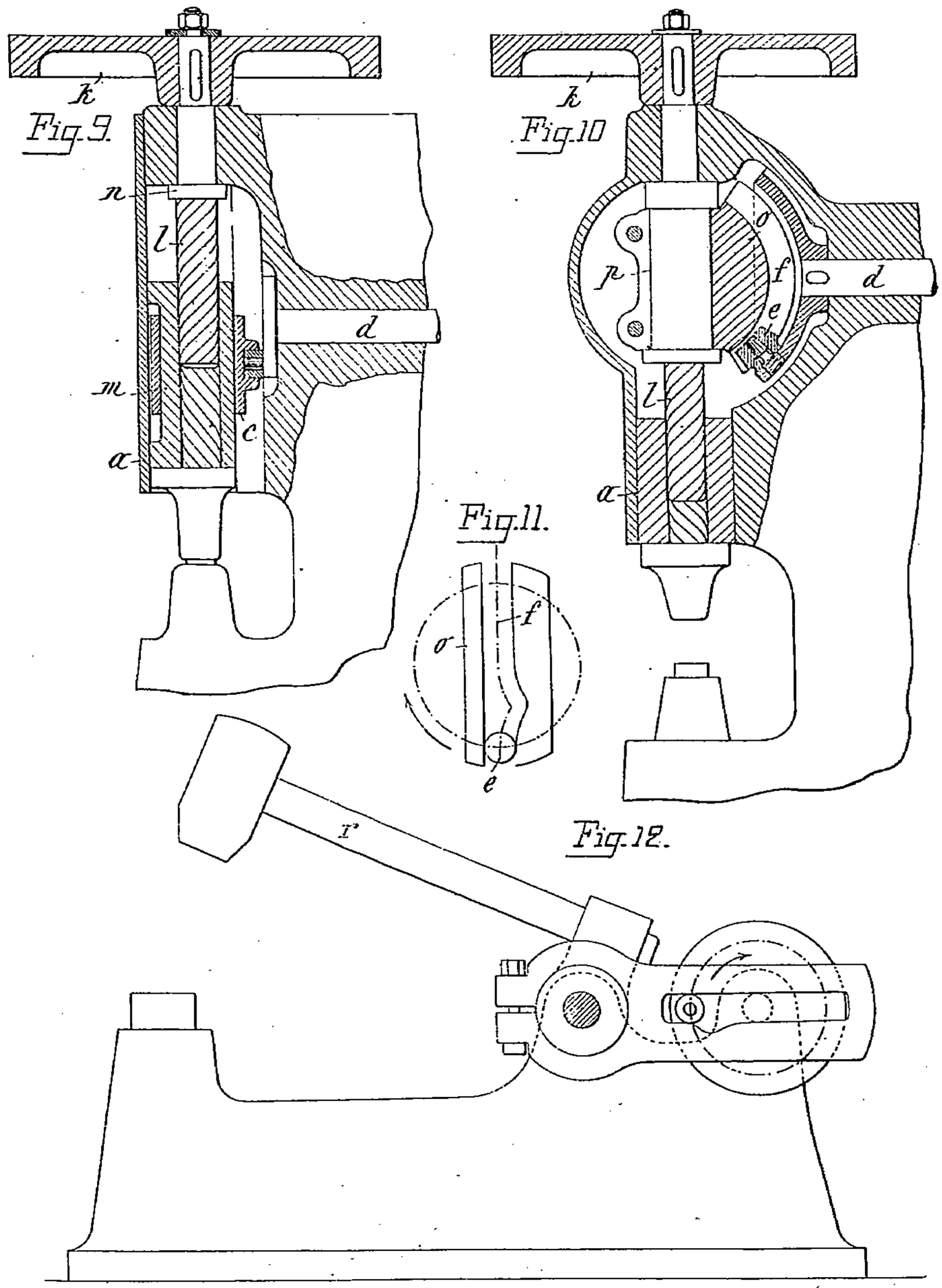


Fig. 9 à 12. — Mécanisme à force vive *L.-M. Denis.*

finie et égale à son rayon, tandis que la disposition fig. 2 correspond à la commande par une bielle de longueur infinie.

Dans le but d'accumuler plus de force vive dans le coulisseau, sans augmenter démesurément sa course ou son poids, on peut adopter la disposition représentée fig. 9, dans laquelle le coulisseau, dans son mouvement vertical, fait tourner le volant *k*, calé

sur la vis à long pas *l*, laquelle pénètre dans l'écrou *m*, pratiqué dans ce coulisseau. Ce volant reçoit donc un mouvement de rotation alternatif et possède à sa jante une vitesse notablement plus grande que celle du coulisseau. Cette vitesse prend son point d'appui sur la butée *n* au moment du choc et vient appuyer avec une grande 'force sur le coulisseau.

Dans la variante représentée fig. 10, la vis *l* est commandée par l'arbre-manivelle au moyen de la pièce *o*. Cette pièce est montée à friction ou avec verrou à ressort sur la partie lisse *p* de la vis. Le galet *e* s'engage dans une coulisse courbe *f* et communique ainsi à la pièce *o* un mouvement alternatif circulaire. Cette coulisse, dont le développement est représenté fig. 11, est tracée d'après les mêmes principes que pour la fig. 1.

La fig. 12 représente un marteau à mouvement alternatif circulaire ; ce marteau *r* reçoit son mouvement de la pièce *s*, dans laquelle on retrouve la rainure caractéristique.

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

MOTEURS THERMIQUES

MOTEURS A PÉTROLE. Emploi sur les navires, d'après M. **Thornycroft** (*Institution of naval architects, 24 mars 1904*). Cette application des moteurs à pétrole s'est, comme le savent nos lecteurs, considérablement étendue (*Revue de Mécanique, décembre 1903, p. 584*). Les moteurs à pétrole peuvent se diviser en deux classes suivant que la vaporisation s'y fait à la température de l'atmosphère ou, soit par la chaleur, soit par pulvérisation. Le moteur Daimler est représentatif de la première classe, qui fonctionne suivant le cycle d'Otto. Ces machines emploient de l'essence, avec un appareil de carburation très simple ; la compression peut y être très élevée ; ce sont des moteurs très énergiques. La Compagnie allemande en construit de 300 chevaux, ainsi que la compagnie Maxim, pour des sous-marins anglais. Les types à un coup par tour, en se servant du socle comme pompe, ne peuvent marcher à grandes vitesses, et ne conviennent pas aux grandes puissances. Les machines du second type sont très variées ; la plupart fonctionnent suivant le cycle d'Otto. Dans les moteurs Priestman et Griffin, le pétrole est pulvérisé par l'air dans un vaporisateur chauffé par les gaz de l'échappement ; dans les moteurs de Roots et de Vosper, le pétrole est pompé et mesuré dans un vaporisateur sans pulvérisation. Dans le moteur Hornsby, le pétrole est pompé directement dans un prolongement du cylindre, maintenu à une haute température, et l'air y est introduit séparément ; l'allumage se fait spontanément, mais on est obligé de limiter la compression pour éviter les allumages à contretemps, de sorte que le moteur est d'une faible activité. Le moteur Strickland reçoit aussi une injection de pétrole à la fin de la compression, qui ne dépasse pas 14 kilog. ; de sorte qu'il faut un appareil d'allumage ; il est aussi disposé de manière à donner un coup par tour, et le prolongement de son piston forme une pompe de balayage des gaz brûlés et de refoulement de l'air nécessaire à la combustion. Ce sont des machines actives et simples, sans appareil spécial de carburation ; il est probable qu'elles se répandront de plus en plus. Parmi ces moteurs du second type, le Diesel n'a été que rarement employé sur des navires ; c'est un type lourd en raison des très fortes pressions qui s'y développent, il faut compter au moins sur 100 kilog. par cheval. Les machines du premier type sont très légères, jusqu'à 5 kilog. par cheval au lieu des 25 kilog. des moteurs à vapeur des torpilleurs actuels, celles du deuxième type peuvent descendre à environ 12 kilog. par cheval. Pour les grands moteurs des sous-marins, il faut les mettre en train au moyen de dynamos ; et pour ceux de la seconde classe, il faut, même avec les types moyens, avoir recours à une puissance auxiliaire, telle que celle d'air comprimé permettant de donner au moteur l'impulsion nécessaire. Quant au changement de marche de l'hélice, on l'obtient le plus pratiquement, non en renversant la marche du moteur, mais en changeant celle de l'arbre par un renverseur à embrayage, tel que ceux de Hele-Shaw (*Revue de Mécanique, novembre 1903, p. 505*). L'un des moteurs les plus faciles à manier est celui de Bertheau, employé par Thornycroft (*Revue de Mécanique, décembre 1903, p. 589*), avec mise en train par de l'air comprimé et double jeu de cames le transformant alors en un moteur à air comprimé à double effet. Le pétrole coûte plus cher que le charbon, mais on peut se passer d'un mécanicien. On peut éviter tout danger d'incendie en séparant l'approvisionnement de pétrole de la chambre des machines et en faisant filer les fuites à la mer.

MOTEURS A PÉTROLE Hérald, 71, avenue de la Grande-Armée (*Brevet anglais 17803 de 1903*). Pour automobiles. Le carburateur est en *f* (fig. 1) et le mélange passe, de la boîte *g*, avec piston obturateur soumis au régulateur, à la tuyauterie *hijj* des quatre cylindres *a b c d*, accouplés deux à deux. Les soupapes d'admission *k* (fig. 3) sont automatiques, en face des soupapes d'échappement *m*, commandées par les cames *n* (fig. 2) de l'arbre de distribution *o*, au moyen de leviers *p q*, à galet *s*, attaquant leurs tiges *u*. Quand on tourne, par la manette 3, l'arbre 2, ses cames 5 6 7 8, différemment profilées, agissent sur les talons 4 des cliquets *y* de manière qu'ils viennent successivement enclencher en *x* les leviers *p*, et maintenir constamment entr'ouvertes les soupapes d'échappement correspondantes. Le régulateur 9 commande, par le renvoi 13-14, la valve 17 (fig. 3)

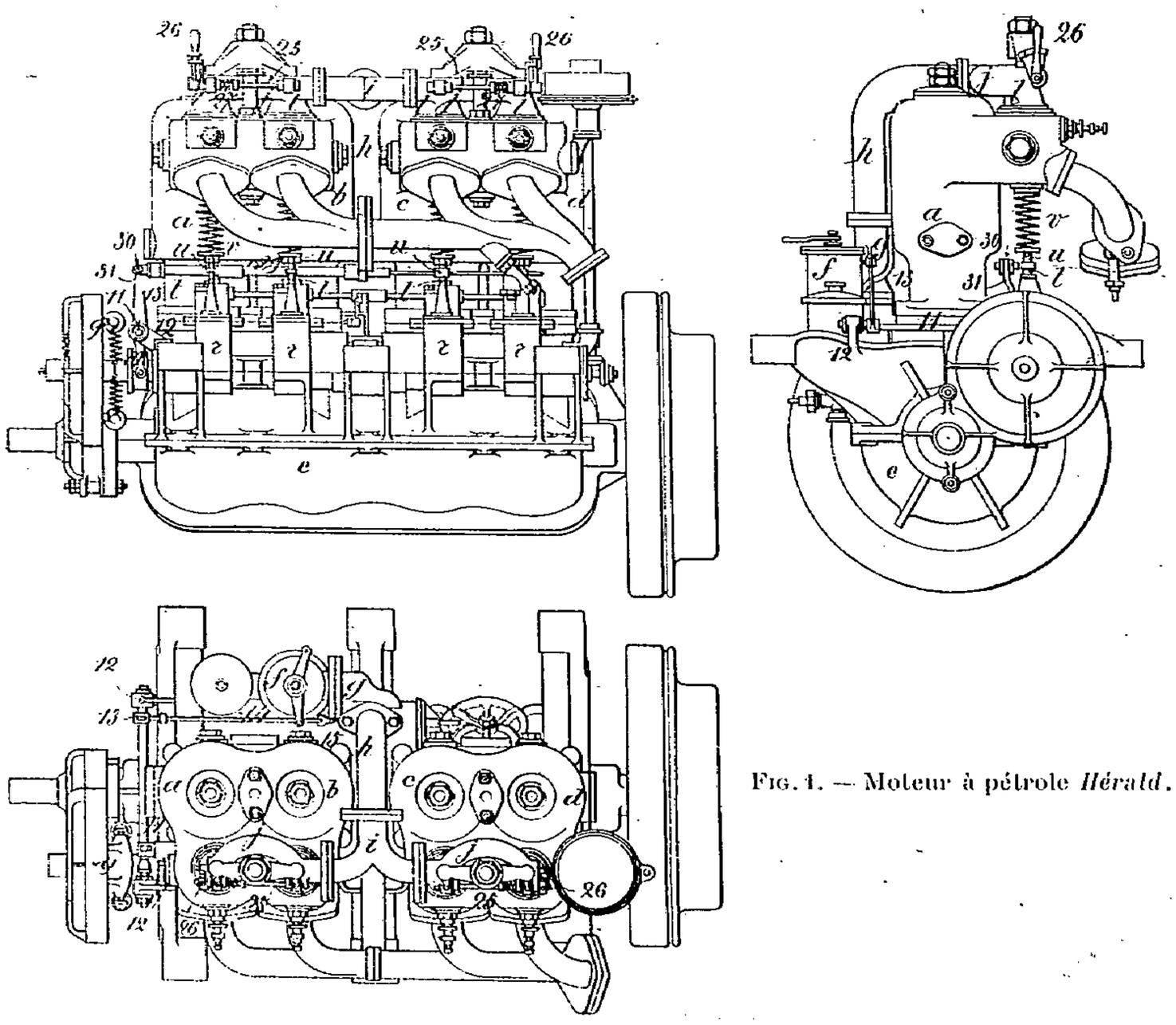


Fig. 1. — Moteur à pétrole *Hérald*.

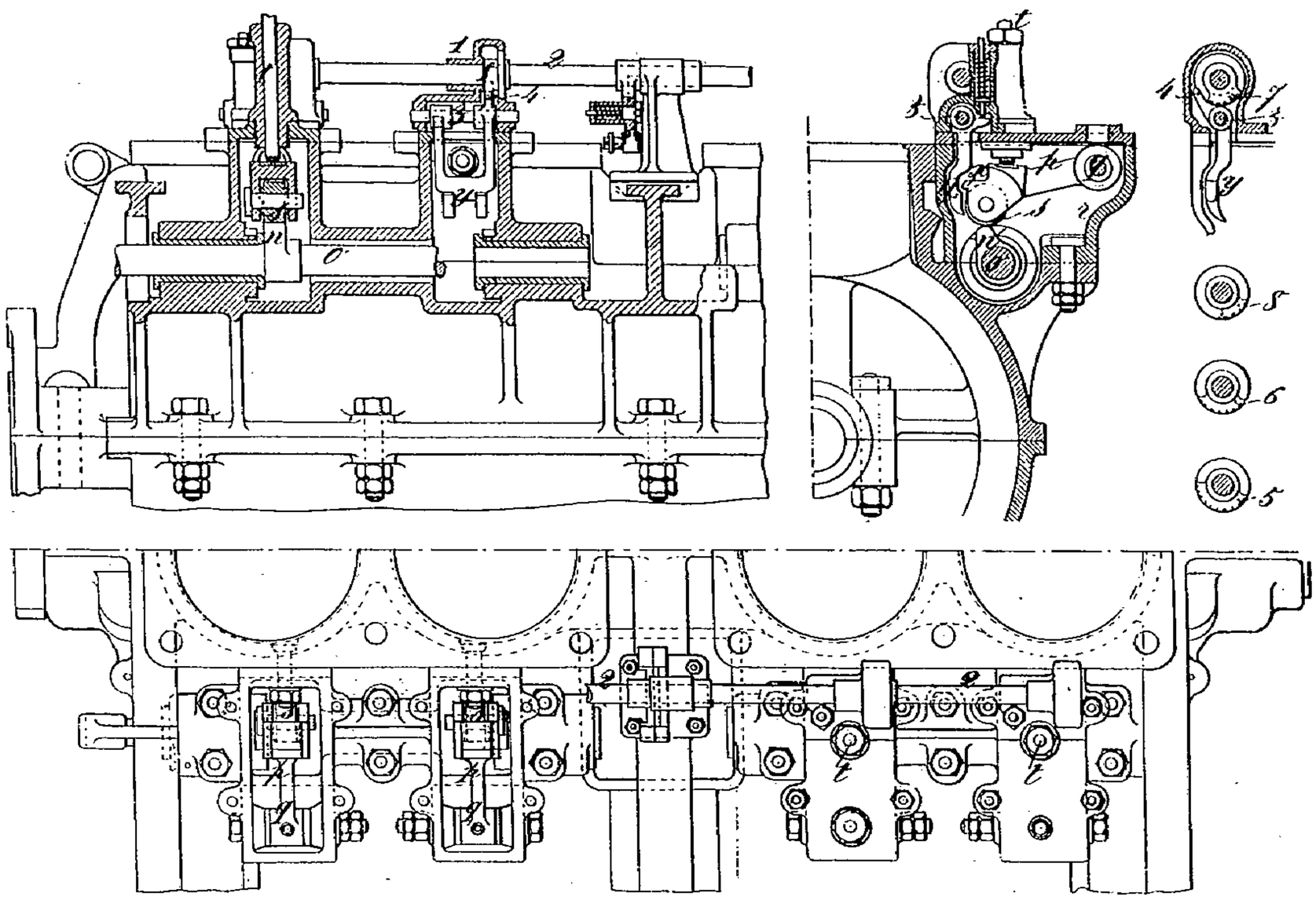


Fig. 2. — Moteur à pétrole *Hérald*. Distribution.

en communication avec l'atmosphère par 22, le carburateur par 18-21 et les cylindres par 22 ; quand le moteur s'emporte, 17 ferme 18 et ouvre 24 à 22. La manette 26 permet d'ouvrir les soupapes

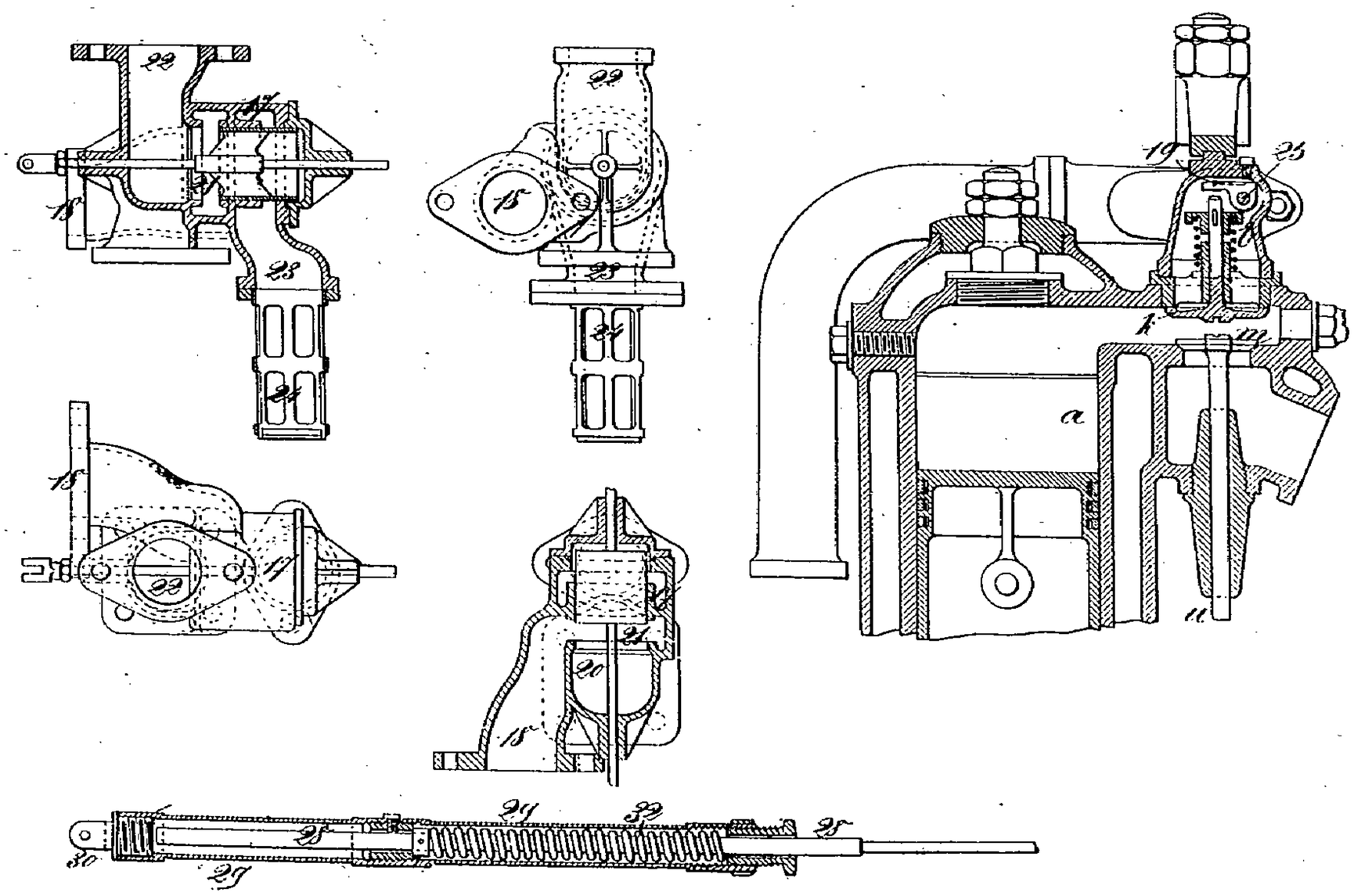


Fig. 3. — Moteur *Hérald*. Détails.

d'admission par 25 et les touches 19 (fig. 3). L'accélérateur fig. 3 consiste en une tige 28, reliée au

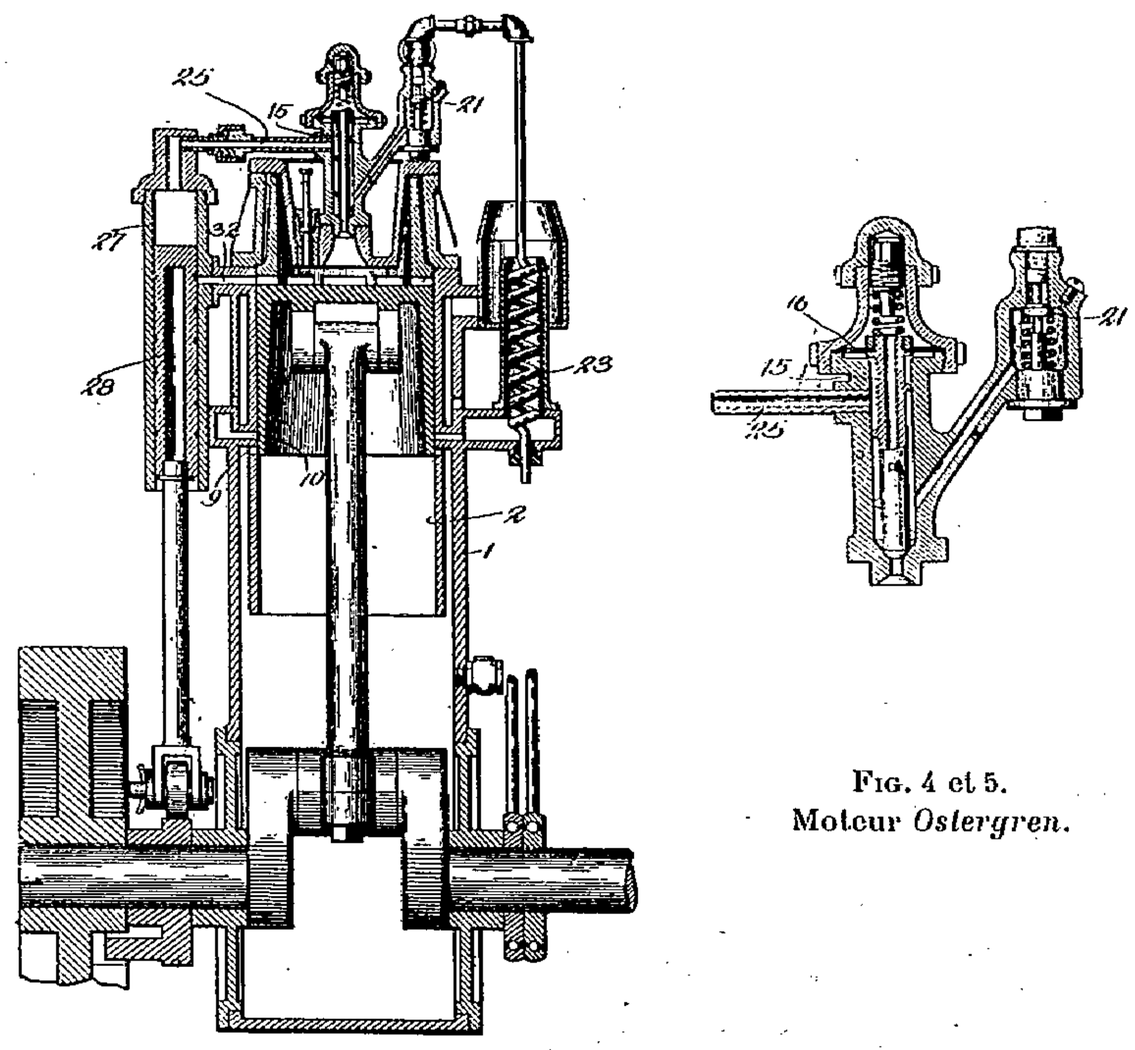


Fig. 4 et 5.
Moteur *Ostergren*.

régulateur par le renvoi 30-31-10 et le ressort 32, qu'il suffit de tendre plus ou moins pour faire

varier la vitesse de régime du moteur. — **Ostergren** (*Brevet américain 742799 de 1930*). A deux temps (fig. 4). A la fin de sa course descendante, les canaux 8 du piston viennent en face des lumières d'admission 9, de sorte que l'air aspiré puis légèrement comprimé dans le bâti 1 est admis par 10, sur le déflecteur 7 du piston (fig. 7) et chasse les gaz brûlés ; puis, quand le piston arrive au haut de sa course montante ou de compression, la pompe auxiliaire 28 refoule la charge de pétrole, par 15, dans l'air comprimé du cylindre, et l'ensemble s'enflamme par la chaleur de la culasse. Le pétrole arrive par le serpentin 24, que chauffe l'échappement, et le clapet 21, à la soupape d'admis-

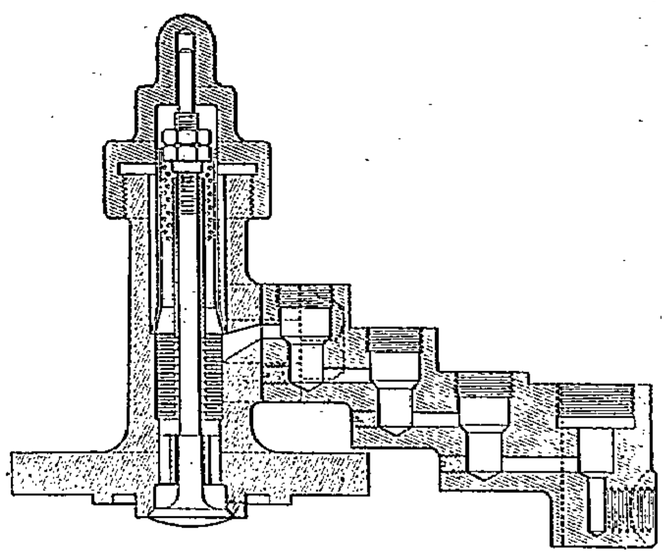


Fig. 6. — Distributeur *Ostergren*.

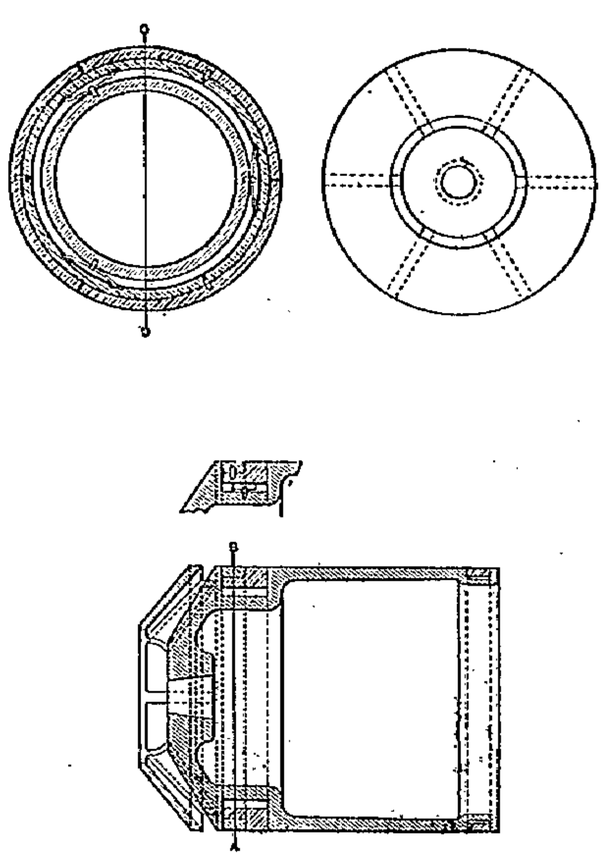


Fig. 7. — Piston *Ostergren*.

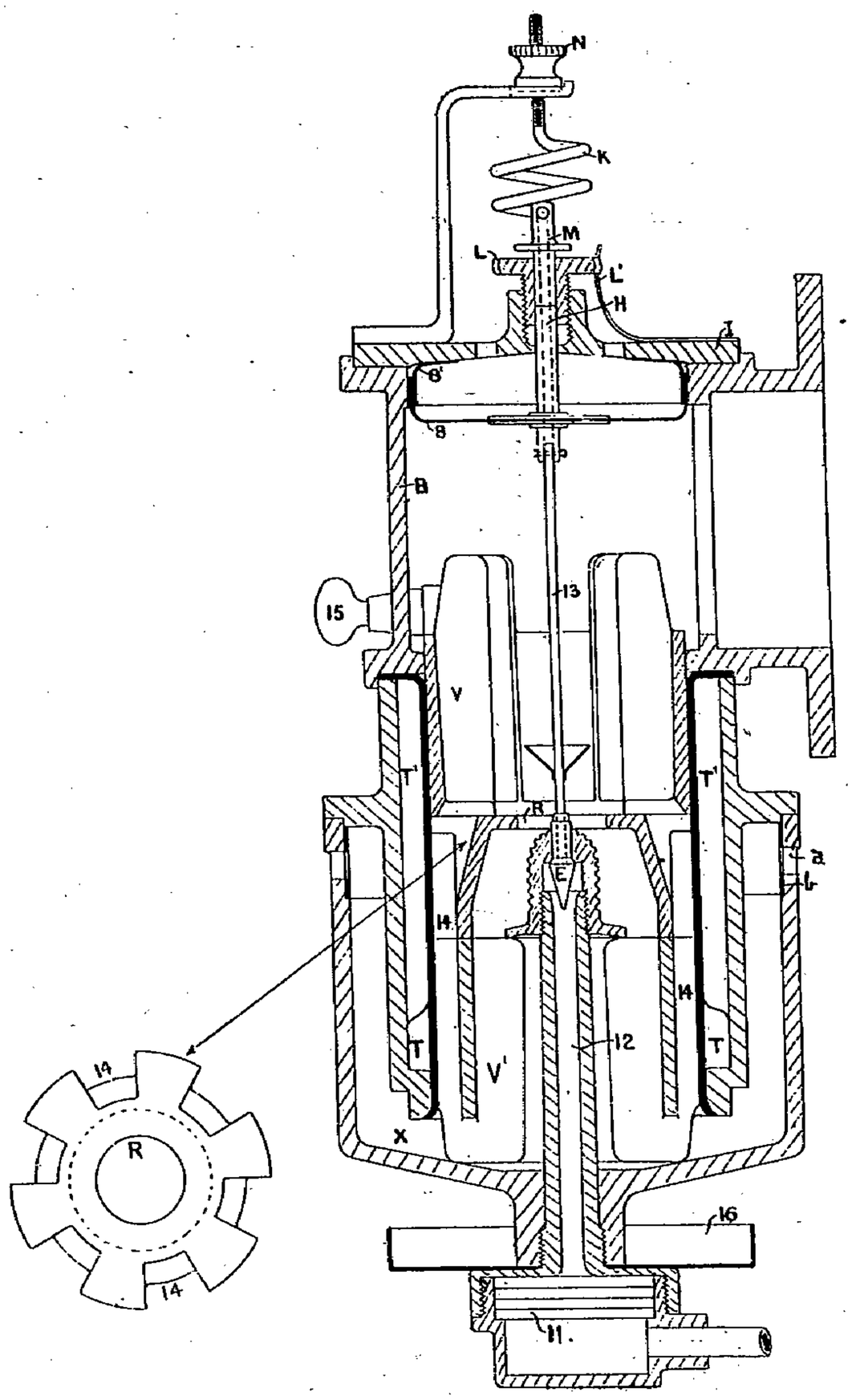


Fig. 8. — Carburateur *Holroyd Smith*.

sion 15 (fig. 5 et 6), qui s'ouvre sous l'action de la compression de l'air admis en 27 par 32 puis refoulé, par 25, sous le diaphragme 16 ; l'autre face du diaphragme communique avec le cylindre moteur par l'intérieur de 15, de sorte que la pression de ce cylindre ne s'oppose pas à la fermeture de cette soupape, dont le ressort 18 peut être léger et très exactement réglé.

Essais d'un moteur à pétrole Clément-Girard (*Engineering, 18 mars, p. 402*). Essais de M. Callendar. Moteur de 60 × 70 de course avec admission par une soupape automatique. Diagrammes pris par un indicateur optique Hospitalier (*Revue de Mécanique, février 1902, p. 192*) rendu exact par une transmission desmodromique. A la vitesse de 1.750 tours par minute, puissance

indiquée 2 chx 05, pression moyenne 5 kg. 6, cylindre refroidi par ailettes et ventilateur ; température du cylindre au milieu 120°, à la culasse 140° du côté exposé au ventilateur et 240° de l'autre côté, mesurées par des thermocouples. Sans ventilateur, la température du milieu du cylindre atteignait 300° et celle de la culasse 400, et le graissage devenait insuffisant. La puissance effective ne dépassait guère 50 p. 100 de la puissance indiquée.

Carburateur Holroyd Smith, 47, Victoria St., London (*Brevet anglais 15291 de 1901*). Le pétrole arrive au travers du filtre 11 (fig. 8) aspiré par le moteur, et de la soupape E, qu'ouvre le diaphragme 8, abaissé par cette aspiration d'une quantité limitée par le toc M ; l'air arrive par les orifices réglables a, dans la chambre T, chauffée en T′ par les gaz de l'échappement et les ailettes rayonnantes VV′ ; un papillon R, commandé par la manette 15, permet de régler la quantité de cet air chaud qui passe autour de l'ajutage 12. — **Belgica**, 11, rue Vanderstraten, Molenbeck St Jean, Belgique (*Brevet anglais 22272 de 1902*). Le pétrole (gazoline) arrive de E (fig. 9) par le filtre Y et la soupape *x*, au réservoir A, maintenu à niveau constant par le flotteur X, d'où il est aspiré, de S, par le moteur au travers de C et de la soupape F, réglée par la manette H, à cliquet I, au sortir de

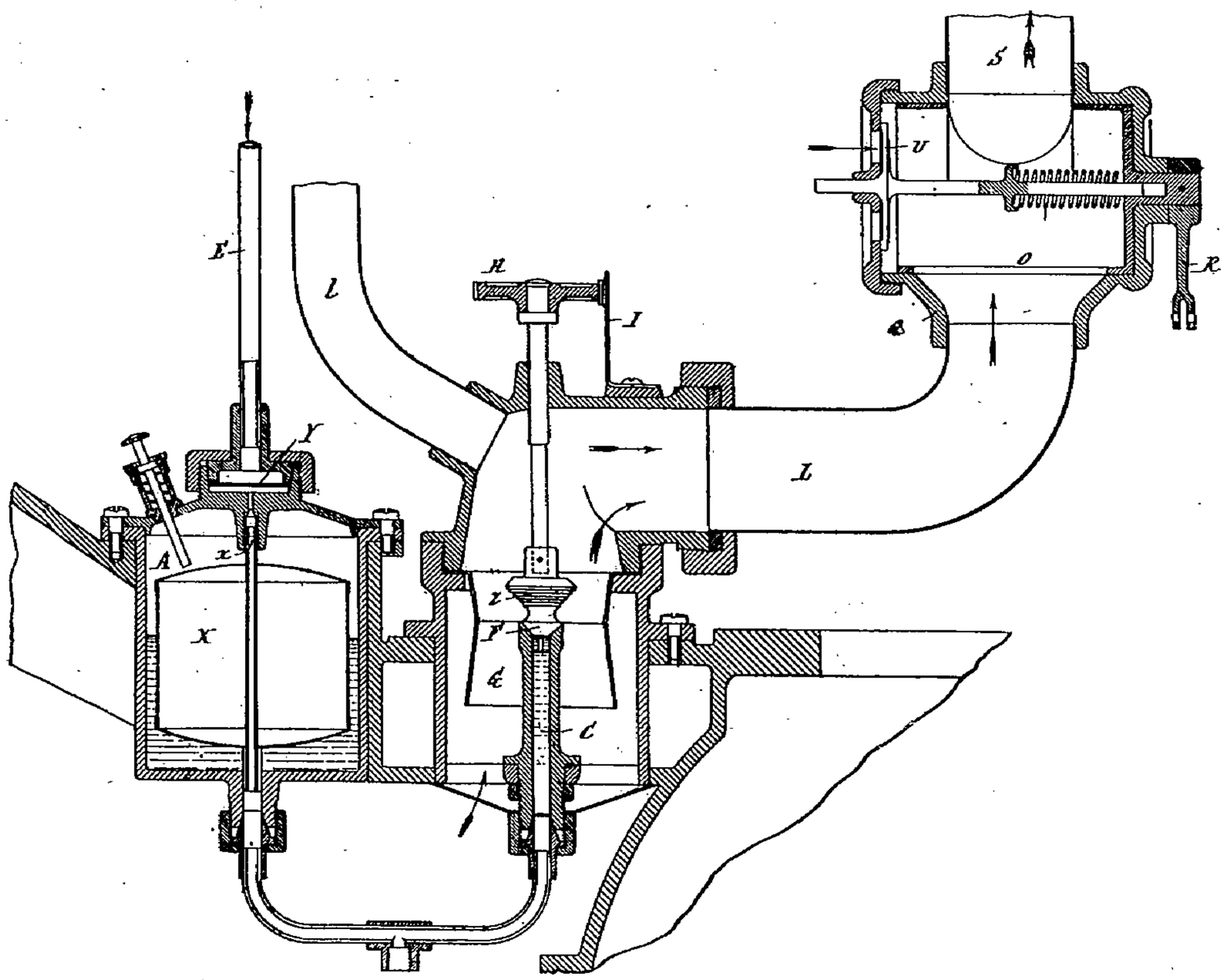


Fig. 9. — Carburateur *Belgica*.

laquelle il est saisi par le courant d'air aspiré en KG et pulvérisé sur le gradin *z*, d'où ce mélange passe par LOS au moteur après avoir reçu de *l* son complément d'air. Le robinet O, soumis au régulateur en R, étrangle plus ou moins l'admission du mélange jusqu'à la fermer complètement, et, alors, le moteur n'aspire plus que de l'air par la soupape U. — **Longuemare**, rue du Buisson-Saint-Louis, Paris (*Brevet anglais 21631 de 1902*). Perfectionnement au type décrit dans la *Revue de Mécanique de mars 1902, p. 307*. A chaque aspiration du cylindre moteur en *u* (fig. 15) l'aiguille *no*, se soulevant de la hauteur permise par le cône de réglage *p*, réglable en *t*, laisse le pétrole passer, de *h*, par l'orifice conique annulaire *m*, au droit de l'air aspiré en *jl* par *k* ; ce mélange d'air et de pétrole s'achève sur le disque perforé *q*, et reçoit, avant d'arriver au moteur, son complément d'air des orifices *v*, réglables par *x* ; la chambre de mélange *c* est chauffée par l'enveloppe *d*, que les gaz d'échappement traversent de *e* en *f*. — **Mors** (*Brevet anglais 156 de 1902*). La gazoline arrive du réservoir A (fig. 10) maintenu à niveau constant par le flotteur B*b*, en *c*, dans la chambre de carburation D, au droit du courant d'air aspiré au travers des orifices *d*, réglables par *d′*, et sort en E vers le moteur. Le diaphragme F*f*, commandé par la tige G, permet de fermer entièrement l'aspiration E à la gazo-

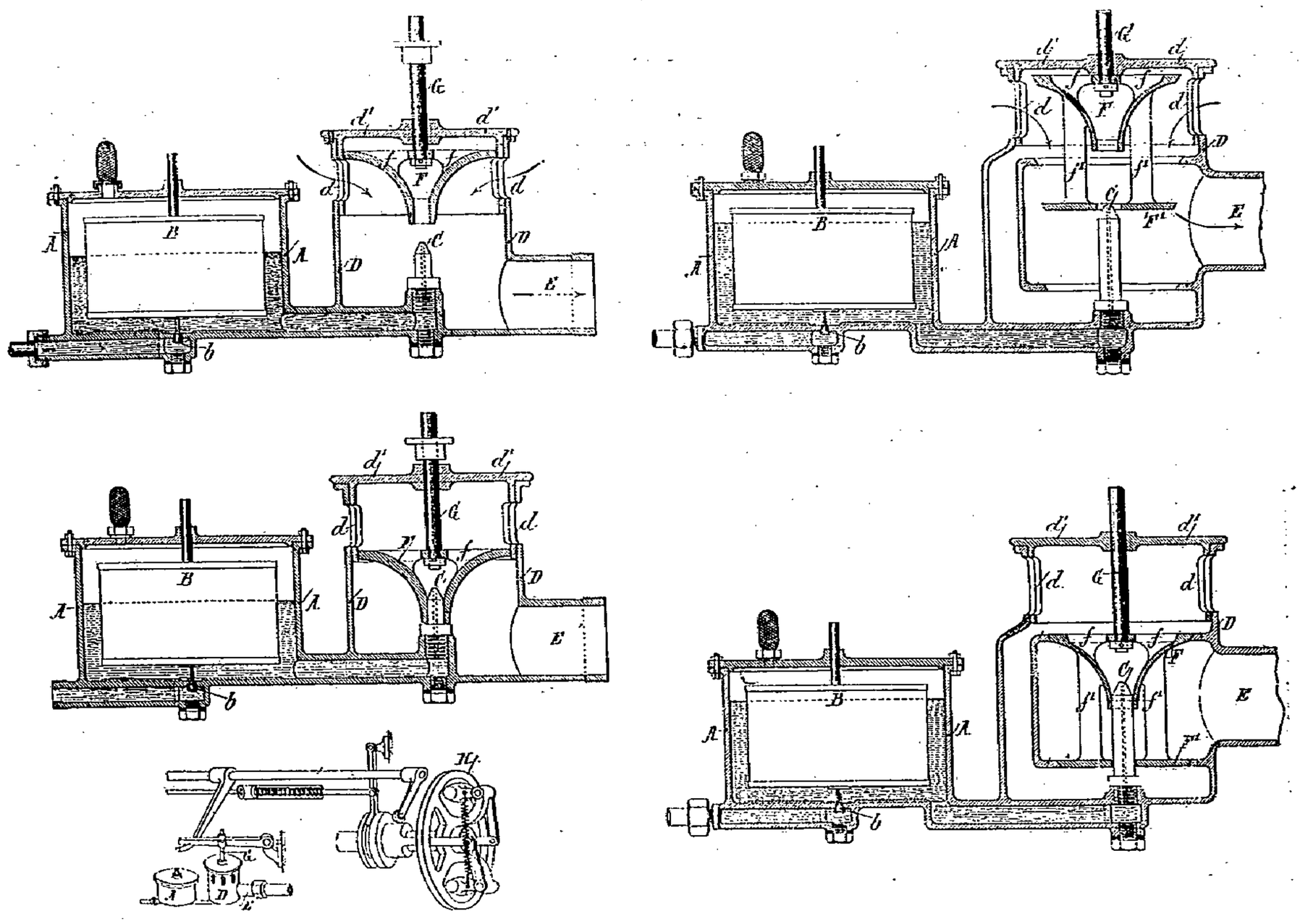


Fig. 10 à 14. — Carburateur *Mors*.

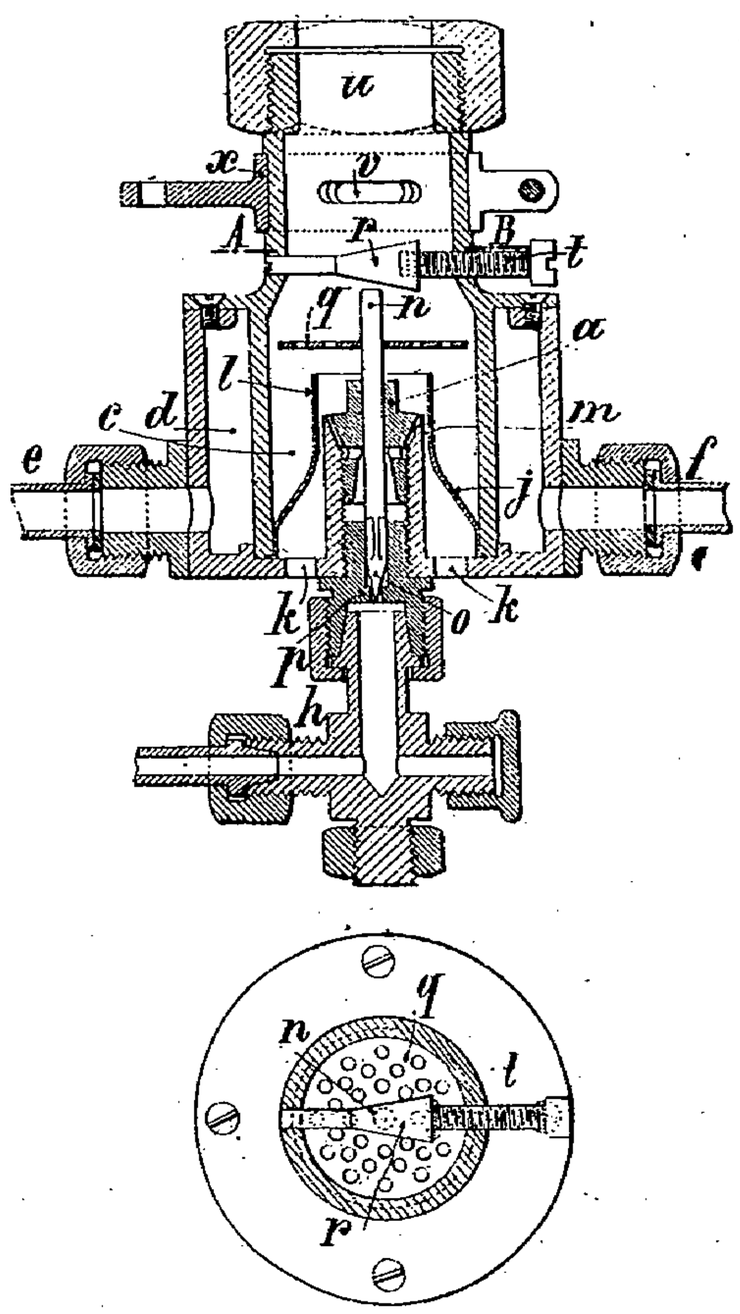


Fig. 15. — Carburateur *Longuemare*.

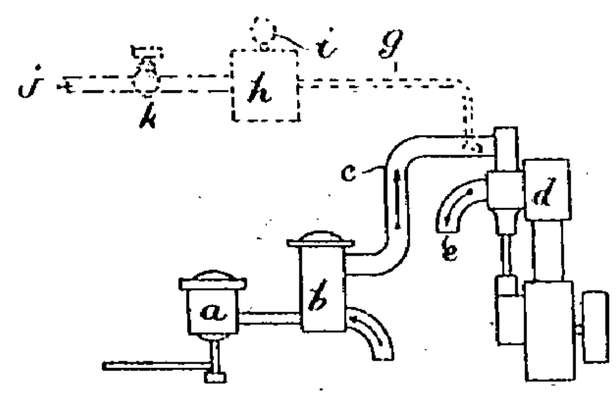


Fig. 16.
Réglage *Grouvelle et Arquembourg*.

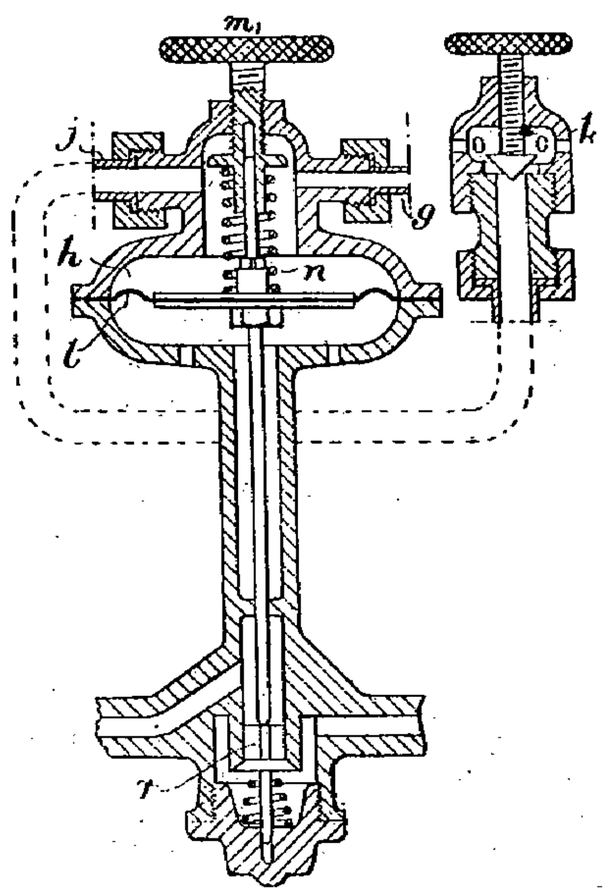
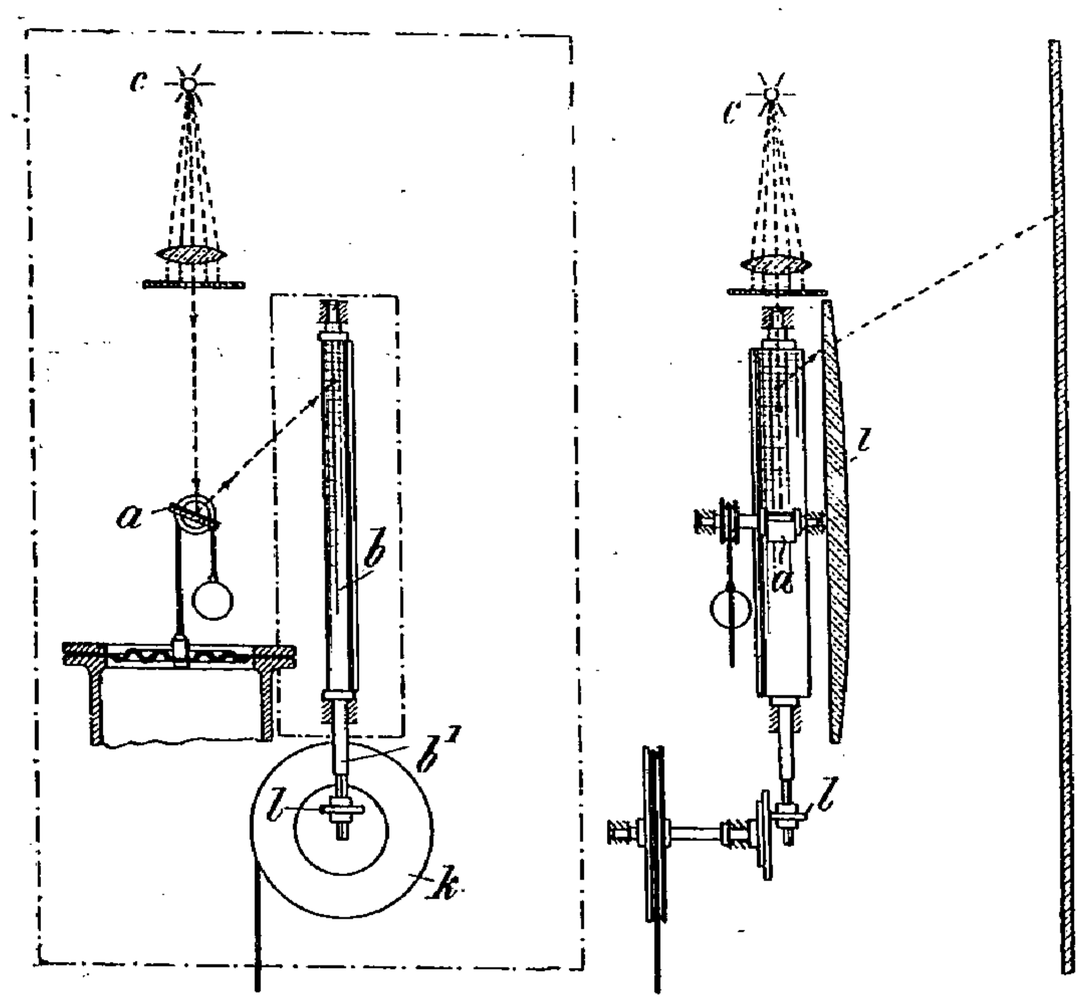


Fig. 17.

line et à l'air en passant dans la position fig. 10. Ce diaphragme peut, comme en fig. 14, être soumis au régulateur H, et l'on peut, pour en faciliter la manœuvre, l'équilibrer (fig. 13) par un plateau F'. La fermeture complète de E permet de repartir sans avoir rien dérangé au régime de la carburation comme lorsqu'on se borne à ne fermer que l'aspiration d'air seule.

Réglage Grouvelle et Arquembourg, 71, rue du Moulin-Vert, Paris (*Brevet anglais 15497 de 1902*). Si l'on dérive une partie de l'admission c (fig. 15) d'un moteur *d*, par un tube de Pitot *g*, dans un réservoir *h*, la pression *p'*, dans ce réservoir, prend, s'il est assez grand, une valeur moyenne de $p' = \frac{p + 3P}{4}$, *p* étant la pression d'aspiration en c et P celle de l'atmosphère, et cette pression *p'* varie, comme *p*, avec la vitesse du moteur; en outre, on peut régler cette pression *p'* en faisant com-



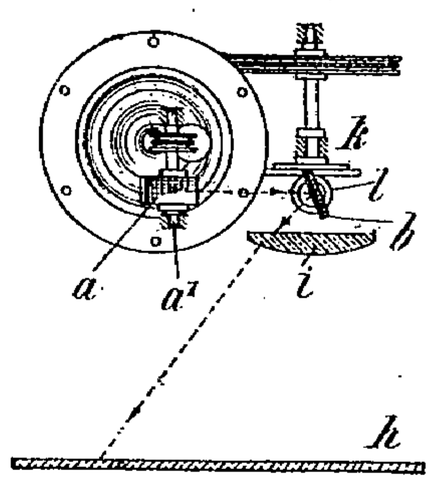


Fig. 17. — Indicateur *Tuch*.

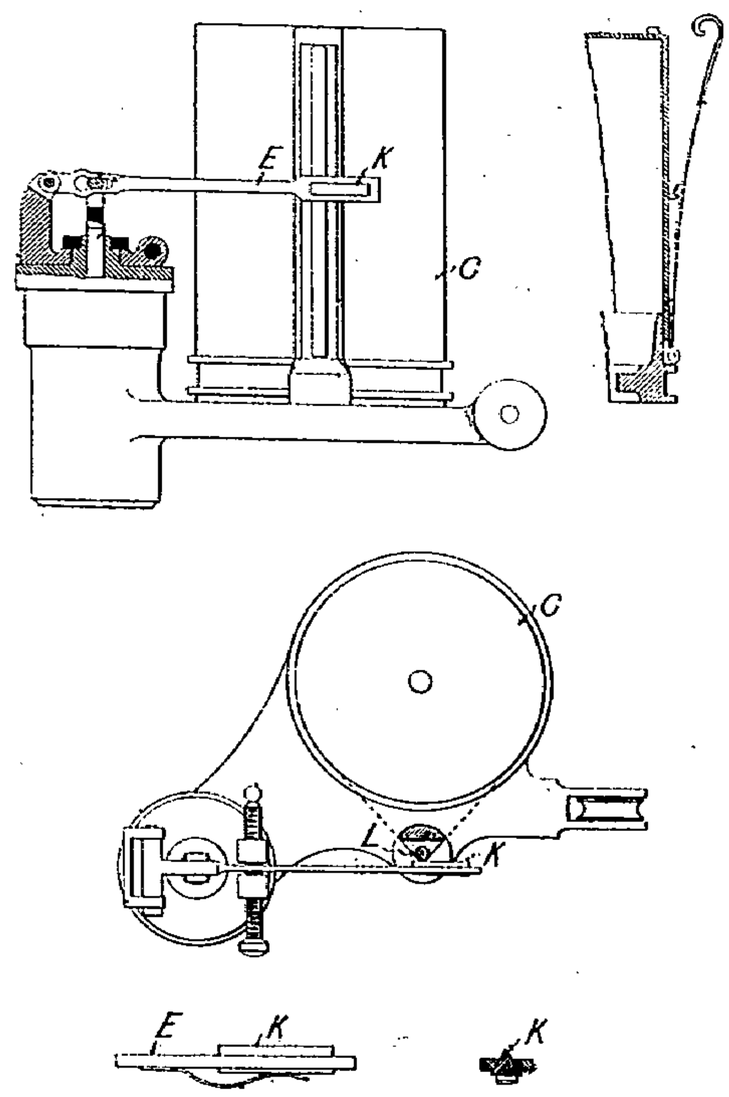


Fig. 18.
Indicateur *Doran et Taggart*.

muniquer *h* avec l'atmosphère par un robinet *k*, de manière qu'elle atteigne, entre certaines limites, une valeur donnée pour une vitesse donnée du moteur, suivant l'ouverture du robinet *k*. Il en résulte que, si l'on fait communiquer, comme en fig. 16, le tuyau *j* avec l'enveloppe d'un diaphragme *n*, de *h*, en relation avec la soupape *r* d'admission de la gazoline du flotteur *a* au vaporisateur *b*, on pourra régler la vitesse de régime du moteur en fermant plus ou moins le robinet *k*.

INDICATEURS Tuch, 7, Grosse Allée, Hambourg (*Brevet anglais 7359 de 1902*). Du type optique. Deux miroirs *a* et *b* (fig. 17) tournent à angle droit et sont commandés l'un comme le piston, l'autre comme le tambour d'un indicateur ordinaire, de sorte que le rayon doublement réfléchi de *c* trace sur le plan *g* le diagramme d'indicateur, rectifié par la lentille *i* à une échelle horizontale réglable par la position du galet *l* sur son plateau de friction *k*. — **Doran** et **Taggart**, 30, Sutherland, Terrace, Glasgow (*Brevet anglais 27499 de 1902*). Le bras E est (fig. 18) commandé par un mécanisme direct très simple et léger, et le style, qui décrit un arc de cercle, est constitué par un prisme de graphite K, appuyé sur un petit cylindre L, sur lequel passe le papier du tambour C, de

sorte que le point de contact de K avec ce papier s'y déplace en ligne droite. — **Thomson et Crosby** (*Revue industrielle, 28 mars 1903, p. 121*). La figure 19 représente un indicateur *Thomson*, modèle 1902, applicable à toutes les vitesses jusqu'à 800 tours par minute ; son cylindre *z* est pourvu d'une enveloppe de vapeur *x* évitant les inégales dilatations et le ressort de son piston consiste en deux spires enroulées en sens inverse, de façon à agir bien normalement ; l'une et l'autre améliorations ont pour effet d'éviter le grippage. Comme à l'ordinaire les trois points *abc* sont en ligne droite. Le tambour (fig. 21) est d'une simplicité et d'une légèreté remarquables. Son caractère essentiel est d'être actionné pour le mouvement de rappel, non plus par l'habituel ressort en spirale, mais par un ressort à boudin *h* qui produit, après une rotation de faible amplitude, une réaction suffisante pour rappeler le tambour *t* au moment du changement de sens de la marche, ce qui évite un retard dans l'inscription du diagramme. Le mode de fixation de ce tambour est établi dans une douille *c*, reposant sur un écrou *d*, que l'on peut déplacer sur la vis *g* au moyen d'un bouton molette *k*. En vissant ce dernier, on amène le cône a^1, ménagé sur le fond *a* du tambour, en contact avec le cône *b*, qui appartient à un manchon annulaire *f*, où vient reposer le ressort *h*, et qui est rendu solidaire de la poulie motrice *i*. En même temps que se fait l'embrayage, un petit goujon *s*, poussé par un ressort *n* porté par cette poulie, vient se loger dans un trou *r* du fond du tambour et l'écrou *d* bute sur la bague à vis de réglage *o*. Inversement, par le dévissage du bouton *k*, on désaccouple les cônes a^1 et *b* et le

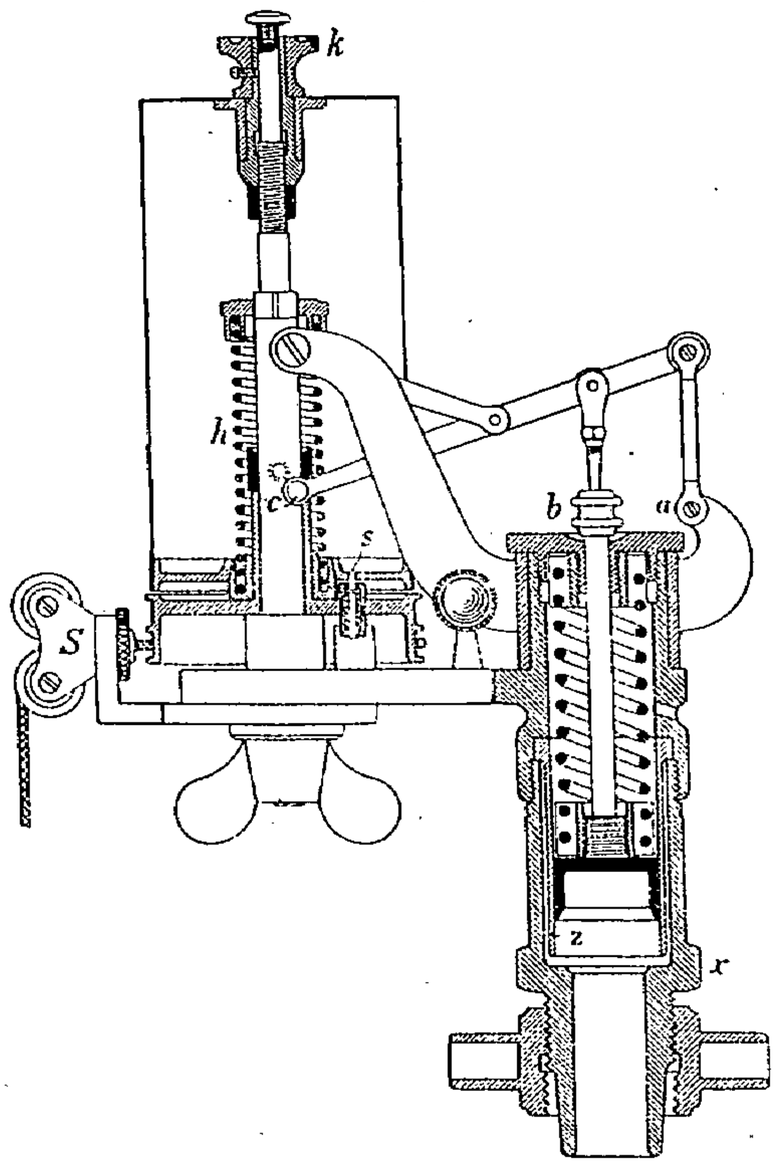


Fig. 19. — Indicateur *Thompson*.

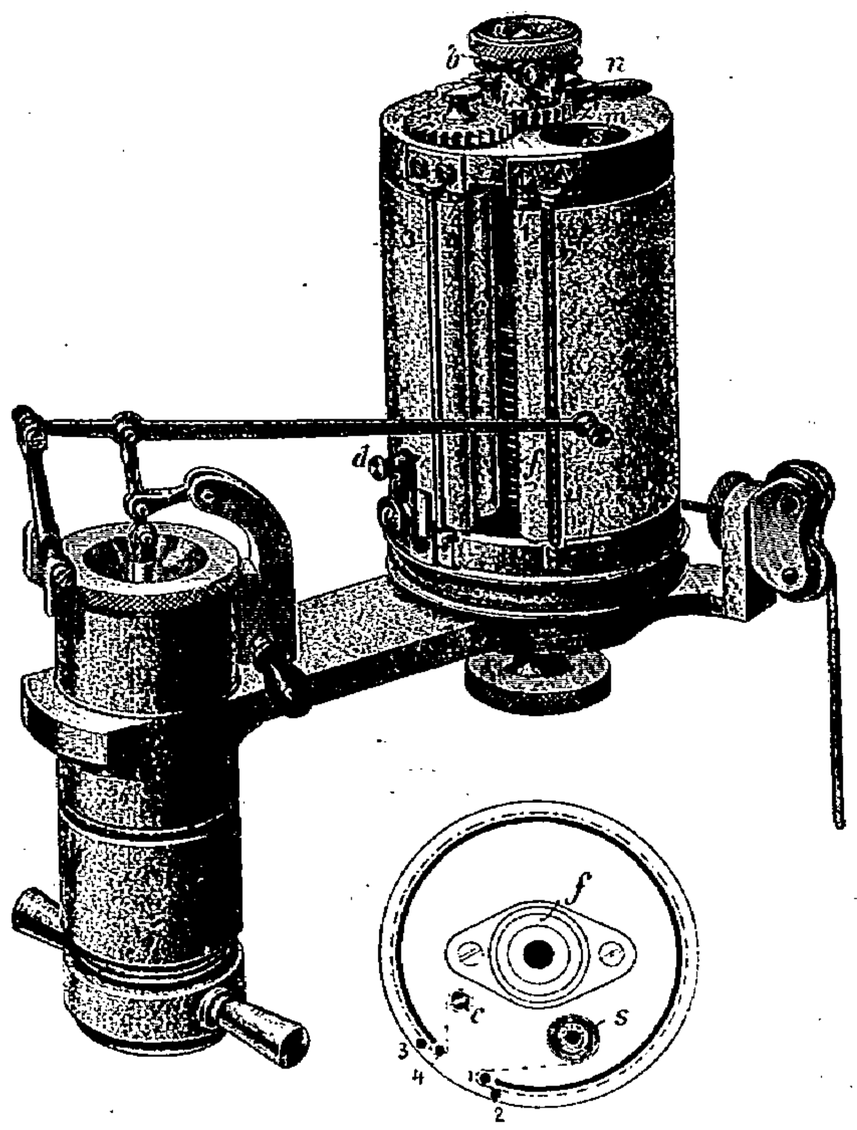


Fig. 20. — Indicateur *Crosby* à enregistrement continu.

goujon *s* sort de son logement. Le cylindre à papier reste dès lors immobile tandis que la poulie *i* continue à tourner ; il n'est donc pas besoin de décrocher la corde de commande. L'enlèvement du bouton molette *e* et d'un petit goujon de calage permet d'ailleurs de sortir complètement *k* et, par suite, le cylindre à papier. Il est facile aussi d'atteindre le ressort *h* et de le bander plus ou moins par torsion au moyen de son chapeau *l* emmanché dans un carré de l'arbre central. Sans rien changer aux dispositions dont est pourvu le tambour du précédent indicateur, on y a ajouté le mécanisme représenté dans les fig. 20, en vue de réaliser l'enregistrement des diagrammes continus. La feuille de papier de 1m. 5 de longueur est d'abord enroulée, puis introduite par une ouverture *m* sur un axe *s* ; on a soin de faire passer son extrémité libre entre des rouleaux verticaux de guidage *1*, *2*, placés à la droite d'une fente *f* que porte le tambour à papier ; puis, après y avoir fait faire le tour du tambour, de diriger cette bande entre les rouleaux de gauche, 3,4 ; on l'insère finalement dans la rainure d'un rouleau *c*, pourvu à son extrémité supérieure d'une roue *z* qui engrène avec sa voisine z_1, montée folle sur l'axe *a* du tambour. En tournant le rouleau *c* au moyen de son bouton molette, on y enroule la feuille de papier, qui se tend sur le tambour, maintenu fixe par le cliquet *n* engrenant dans les dents de z_1. L'avancement automatique du papier sur le tambour en mouvement se fait de la façon suivante. La roue z_1 porte une denture à rochet *i* dans laquelle engrène le cliquet *b*. Lorsque les deux cliquets *b* et *n* sont engrenés et que, sous l'action de sa corde, le tambour tourne vers la droite, la roue z_1 reste immobile et le cliquet *n* glisse sur sa denture ; comme, en même temps que le pignon *z* tourne autour de z_1, il accomplit un mouvement de rotation sur lui-même avec son axe, la bande de papier s'y enroule

d'une grandeur correspondante progressant ainsi sur le tambour. Au mouvement de retour de ce dernier, le cliquet *b* glisse sur son rochet, son voisin *n* arrête le pignon z_1 et par suite *z* de sorte que la bande de papier se trouve maintenue dans sa position d'avancement et ainsi de suite. Si l'on soulève le cliquet *b*, ce qui peut se faire pendant la marche, l'avancement du papier ne se produit plus et le tambour fonctionne comme à l'ordinaire, pour enregistrer un diagramme normal. En engageant de nouveau le cliquet *b* dans les dents de la roue *i* pendant une ou plusieurs courses, on fait dérouler le papier d'une longueur correspondante, ce qui

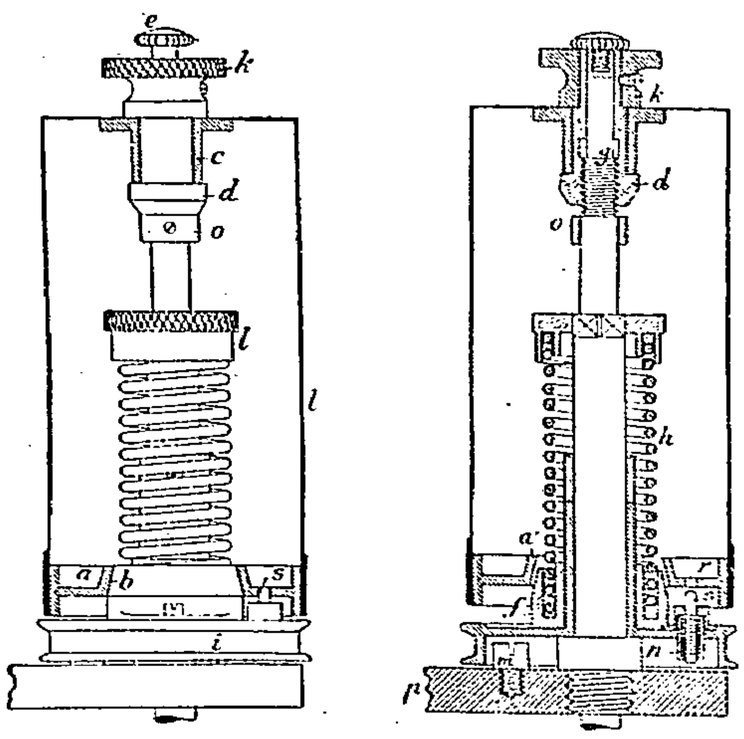


Fig. 21. — Tambour à ressort à boudin.

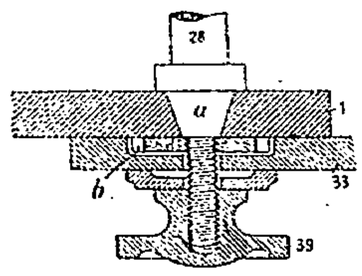


Fig. 21 *bis*. — Montage des nouveaux tambours sur les indicateurs ordinaires.

permet l'enregistrement de diagrammes isolés les uns des autres. Il est donc possible de relever sur toute la bande de papier une suite de diagrammes isolés sans avoir besoin d'arrêter l'appareil. On trace au préalable la ligne atmosphérique. Cette opération se fait à la manière ordinaire pour la première courbe; on emploie ensuite une plume *d*, réglée à la hauteur convenable au moyen d'une vis *e*, qui continue la ligne déjà amorcée. Au moyen d'un dispositif très simple, représenté fig. 21 *bis*, on peut adapter les tambours de ce système à tous les indicateurs de Watt. L'axe du tambour est fixé au support de l'indicateur à l'aide d'un cône *a* et d'un écrou en acier *b*, rendu indesserrable par des rainures ménagées sur son pourtour et un petit verrou qui vient se loger dans l'une d'elles. Les supports des poulies de renvoi *s* de la corde motrice (fig. 19) reposent sur la semelle *33* (fig. 21 *bis*) serrée sur le bras du cylindre au moyen de l'écrou 39.

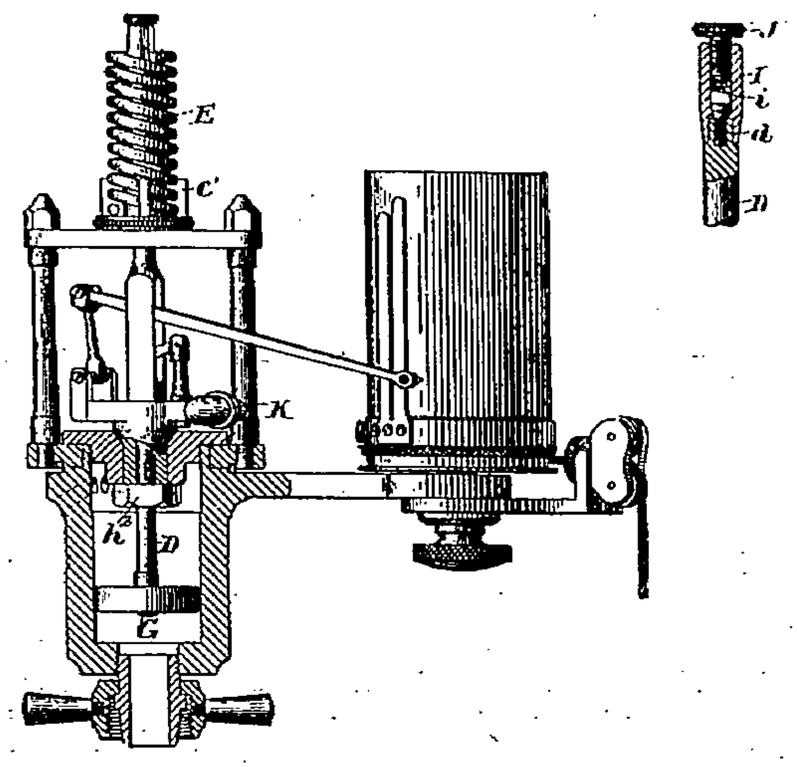


Fig. 22. — Indicateur *Davidson*.

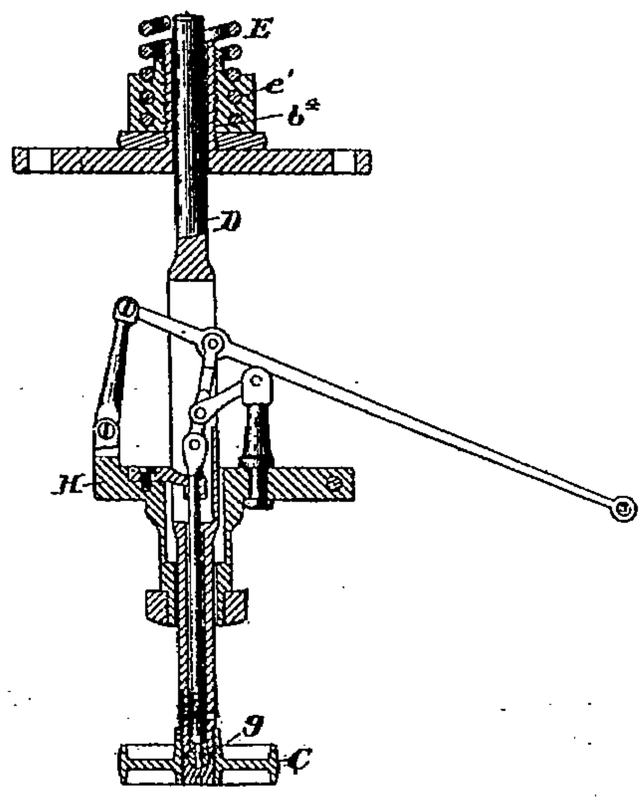


Fig. 23. — Indicateur *Davidson*.

Davidson (*Brevet américain 713611 de 1901*). Aussi construit par **Crosby**, avec un piston sphérique G (fig. 22 et 23) en contact avec son cylindre par une ligne permettant une certaine oscillation de sa tige et réduisant le frottement ; le parallélogramme du style est attaqué par une tige intérieure à celle de ce piston et à joint sphérique *g*, et est monté sur un plateau H, retenu verticalement par un écrou pouvant tourner et permettant ainsi d'ajuster par K le contact du style avec son papier. Le ressort extérieur E est fileté, au bas, dans le bloc de bronze *e'*, vissé sur b^4, et est serré en haut par la

vis J de la tête I, retenue en d sur la tige D du piston C, et qui peut ainsi tourner sur D, entraînant E et e' ; on peut ainsi remonter plus ou moins e' sur b^4 et régler la hauteur de la ligne atmosphérique sur le diagramme. — **Trill,** Corry, Pensylvanie (*Brevet américain 724525 de 1903*). Le cylindre de l'indicateur, vissé en e^2 (fig. 24) sur sa prise, laisse les fuites de son piston s'évacuer, en e^{15}, par l'ajutage d'un anneau orientable de manière que cette fuite n'incommode pas l'opérateur. La réduction se fait par le train HH'JKLM, dont la poulie L est (fig. 25) constituée par une série d'anneaux serrés par le boulon l', ce qui permet d'en régler le diamètre de manière que le tambour G fasse une oscillation complète à chaque course du moteur; la tension du ressort de K se règle par le rochet k^3, sur le manchon duquel il est fixé en k^4. La corde H passe sur un galet f^4, dont la platine porte une came f^5 et un ressort f^6, tel que, en faisant osciller cette platine vers la droite (fig. 25) ce ressort appuie la came sur la corde, et empêche ainsi cette corde de suivre le rappel de K;

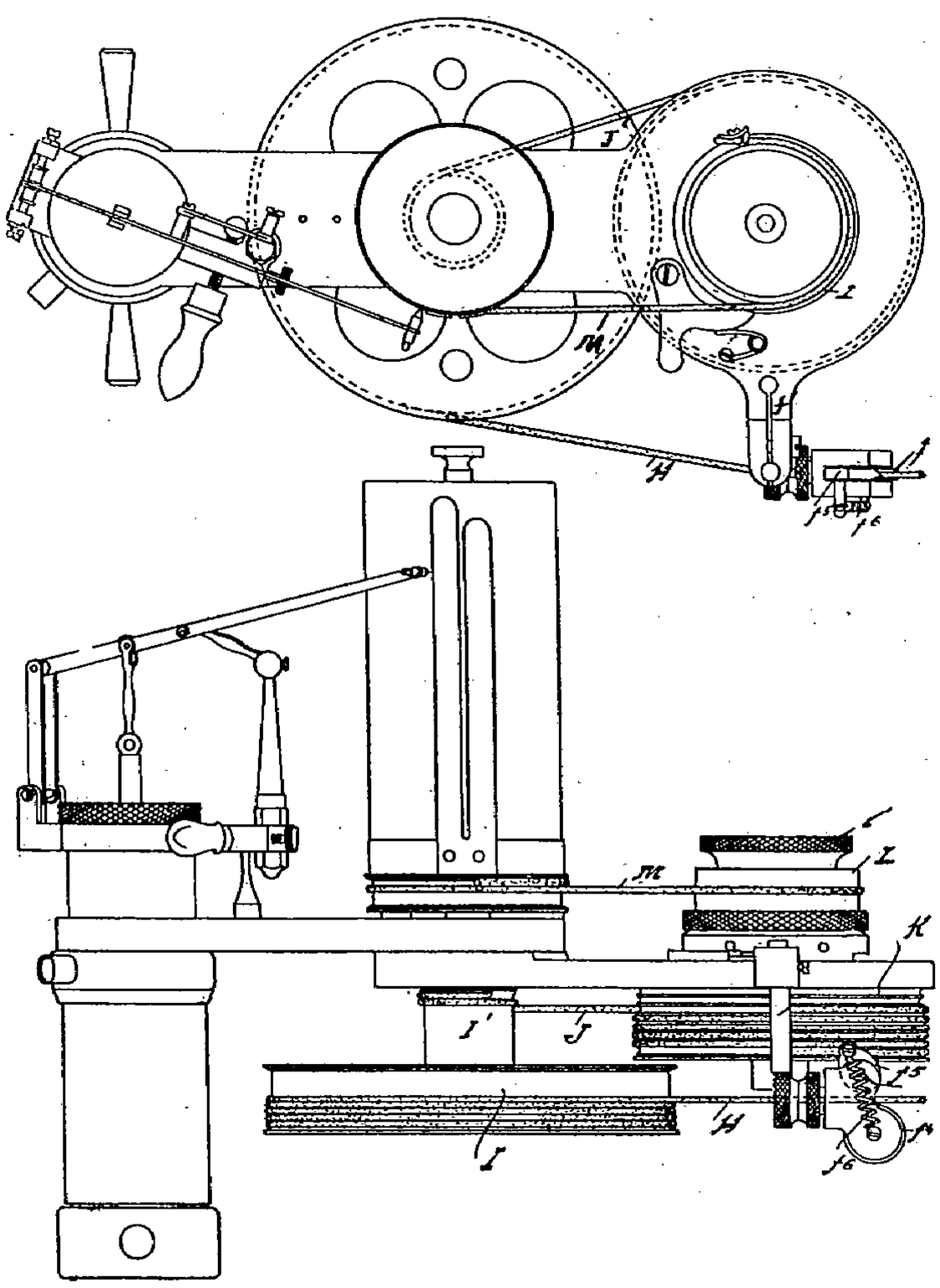


Fig. 24. — Indicateur *Trill.*

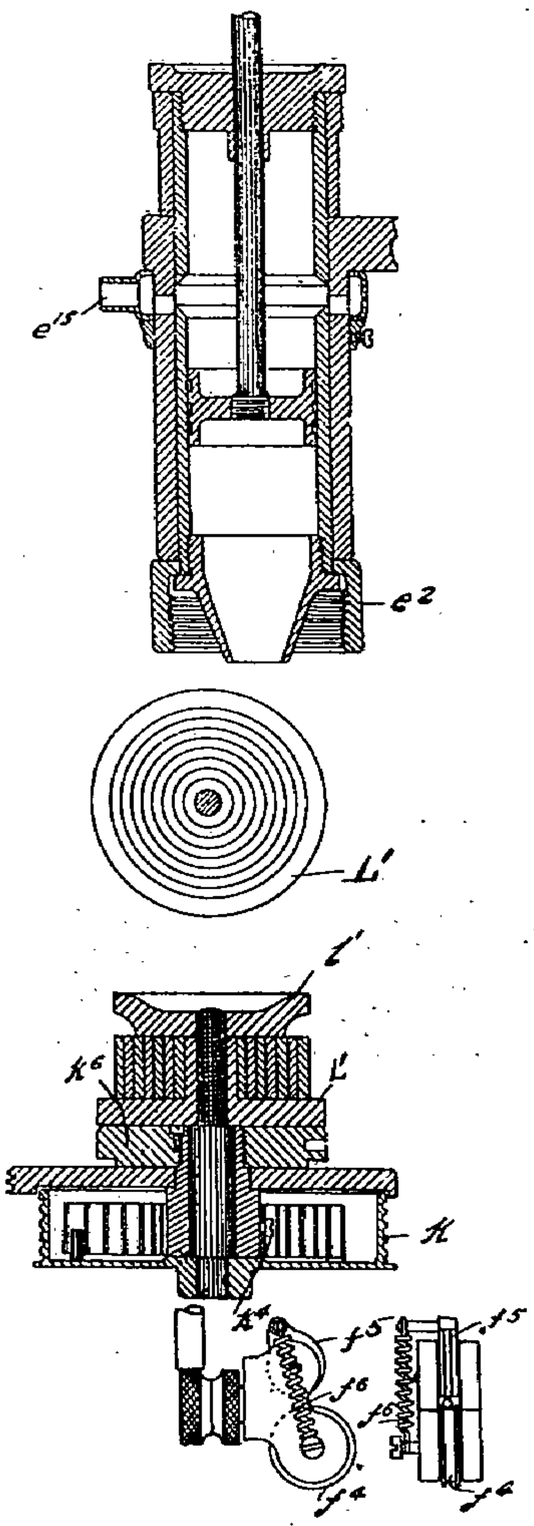


Fig. 25.

l'indicateur s'arrête alors sans relâchement de la corde dans le train de réduction de I à G. — **Bosworth** (*Brevet américain 687391 de 1901*). Le fond 2 (fig. 26) est vissé dans l'intérieur du cylindre du piston 8 de manière à assurer l'alignement exact de sa tige 10 ; ce cylindre est à enveloppe de vapeur 4, assurant sa libre dilatation; les fuites du piston s'évacuent, comme dans l'indicateur Trill, sans incommoder l'opérateur, et la tige du piston peut s'allonger ou se raccourcir de manière à régler la hauteur de la ligne atmosphérique. La retenue du tambour se fait par une bille F (fig. 27) qui n'agit pas tant que la plaquette f^4 se trouve dans la position indiquée, mais qui empêche le retour du tambour par son arc-boutement en f dès que l'on écarte cette plaquette de f' en dévissant la poignée f^5. Construit par la *Star Brass Manufacturing, C°*, de Boston. — (*Brevet américain 752197 de 1904*) Dans ce type d'indicateur, la vapeur arrive, par f (fig. 28) sur le piston B, qui tire sur le ressort b', exposé à l'atmosphère par les ouvertures a' (fig. 29). Ce ressort est pincé

par la pression de la vis b^8 sur sa boule terminale b^{12}, et la tige du piston est en 3 pièces b^3, b^5 et b^4, filetées les unes dans les autres, avec guidage supplémentaire en b^{21}. Cette tige est reliée au parallélogramme D par un renvoi à douille filetée b^{24}, qui permet d'en régler la longueur. Le piston B se meut dans un cylindre C, entouré de vapeur, en communication avec l'atmosphère en c^2, et qu'il est facile de changer en dévissant l'écrou c'. Les fuites de vapeur s'évacuent par e' sans

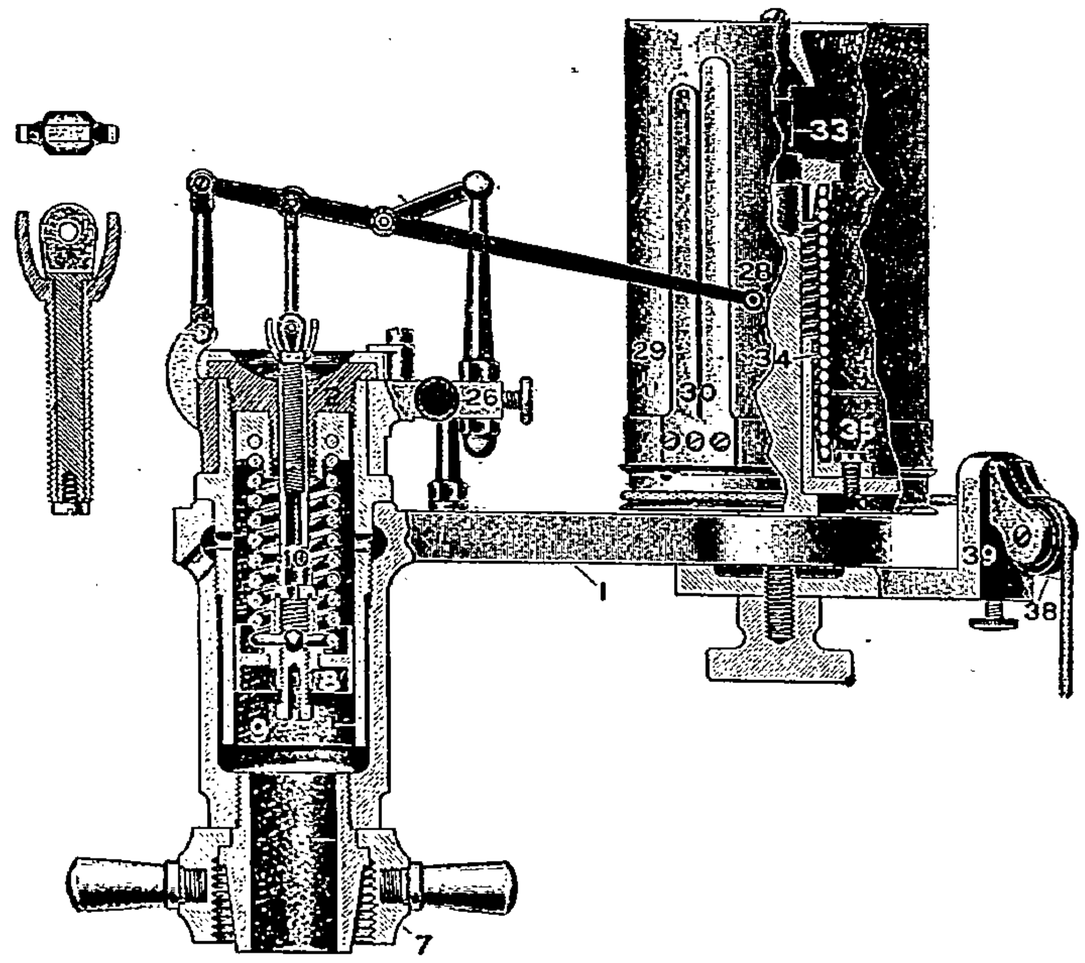


Fig. 26. — Indicateur *Bosworth*.

atteindre le ressort. — **Hitchock** (*Brevet américain 745382 de 1903*). Pour machines compound, à deux pistons 10 et 21 (fig. 30) et robinets 24, conjugués par des secteurs 27 ; la prise 29 est à robinet à 8 voies permettant de la relier aux 4 fonds des deux cylindres de la compound. Avec les robinets 24 fermés, comme sur la figure, le piston 21 est seul soumis à la pression de la vapeur dans le petit cylindre de la compound ; avec les robinets ouverts, les deux pistons 10 et 21 peuvent recevoir la pression du cylindre de détente, dont le diagramme se trouve ainsi amplifié.

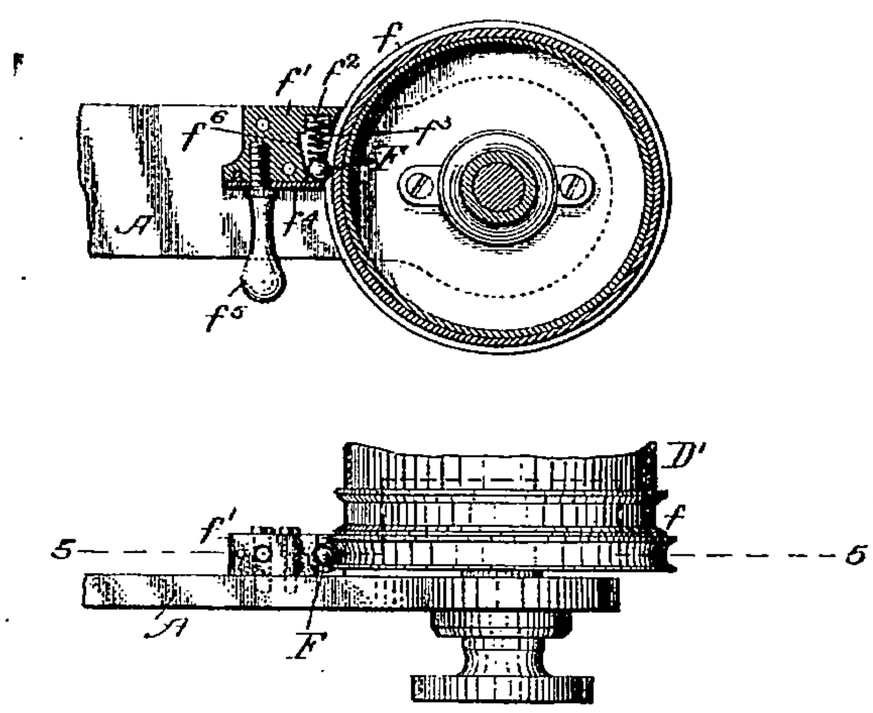


Fig. 27. — Indicateur *Bosworth*.

Indicateurs à ressorts extérieurs (*Power, décembre 1903, p. 679*) (Évolution des). D'après M. **Grimshaw**. En fig. 31 n° 1, le refroidissement se faisait en R par une circulation d'eau *ab* effective mais encombrante. En fig. 2, le ressort est tendu au lieu de poussé, ce qui entraîne l'emploi d'une tige de piston longue et lourde et rend l'enlèvement du piston difficile. En fig. 3 et 4, le refroidissement n'est pas aussi efficace qu'en fig. 1 et 2 ; les isolants x ne tardaient pas à jouer ; on a, en

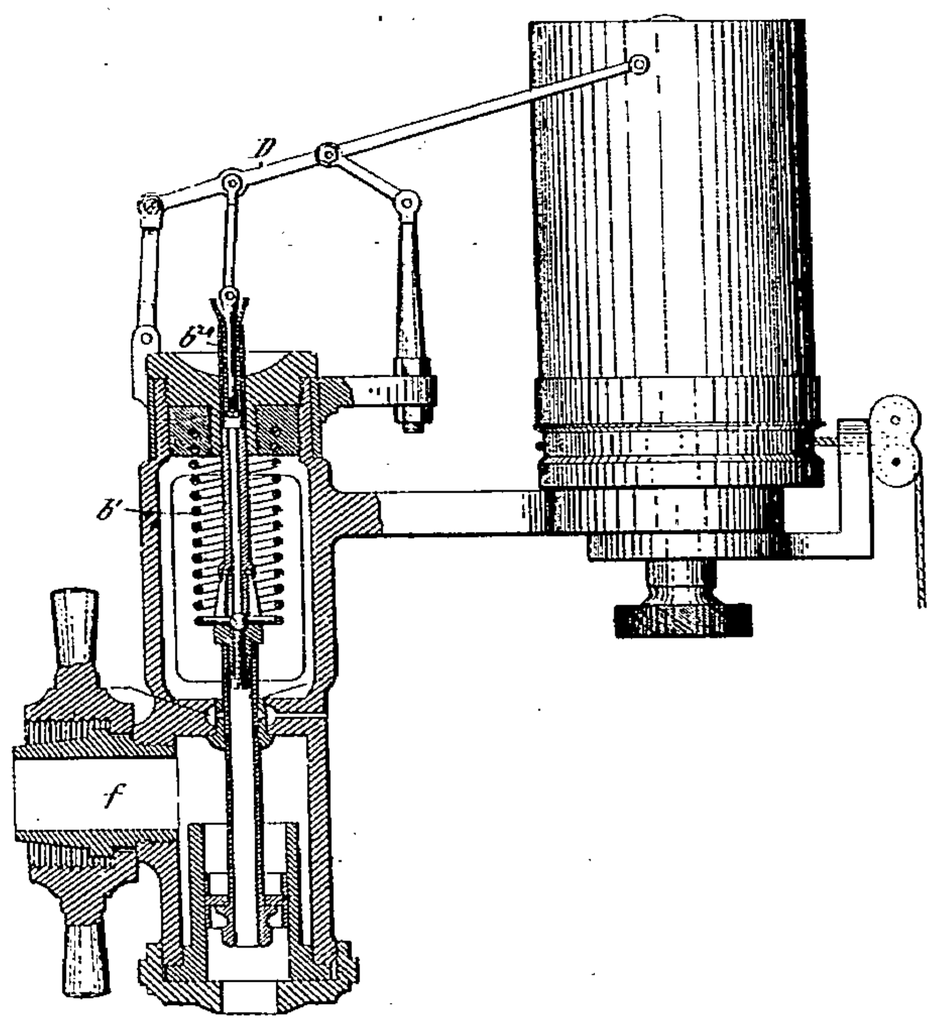
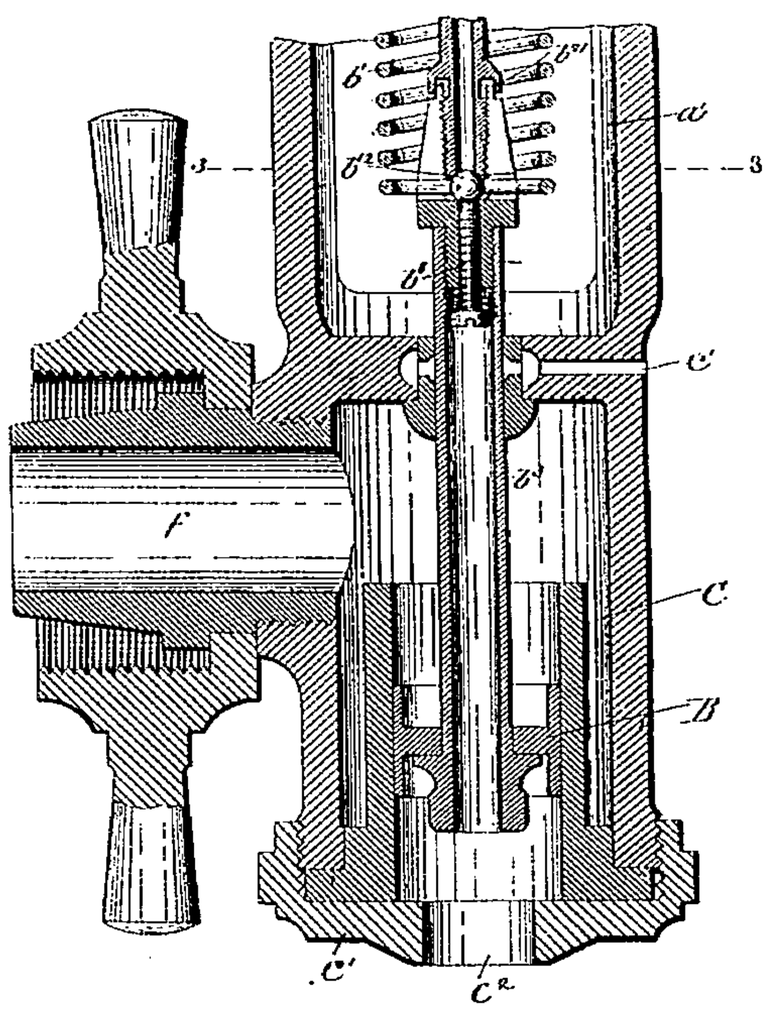
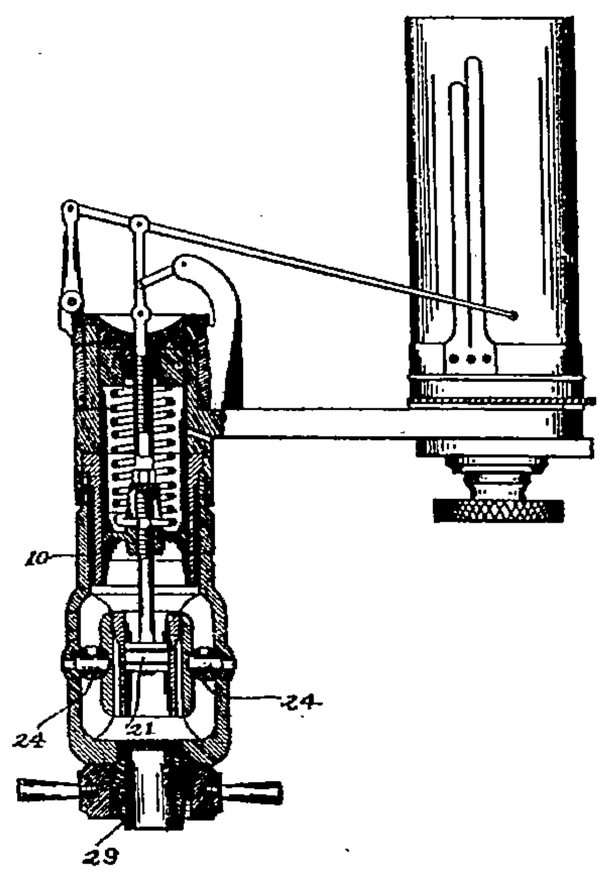


Fig. 28. — Indicateur *Bosworth* de 1904.





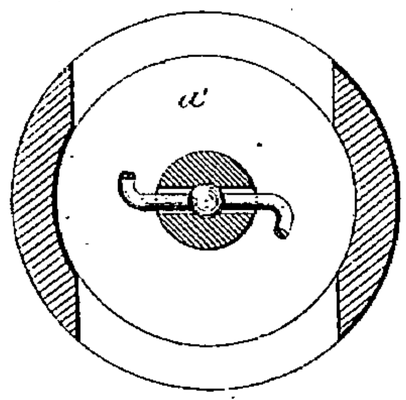


Fig. 29. — Indicateur *Bosworth* de 1904.

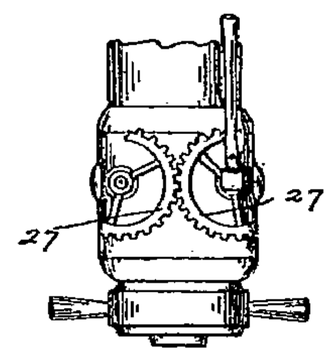


Fig. 30. — Indicateur *Hitchock*.

(fig. 4) évité le porte-à-faux du levier du parallélogramme; les deux colonnes rendent le maniement difficile, principalement le dévissage du couvercle; en fig. 4, la tige du piston passe sans frottement dans A. En fig. 5, le cylindre à vapeur a trois ouvertures O dans la chambre du ressort; le refroidissement est insuffisant; les fuites de vapeur du piston *e* s'échappaient en Z en rouillant le ressort et gênant l'opérateur. En fig. 6, le refroidissement était insuffisant et l'enlèvement du piston difficile; l'écrou N devenait brûlant. En fig. 7, le refroidissement obtenu par l'emploi de

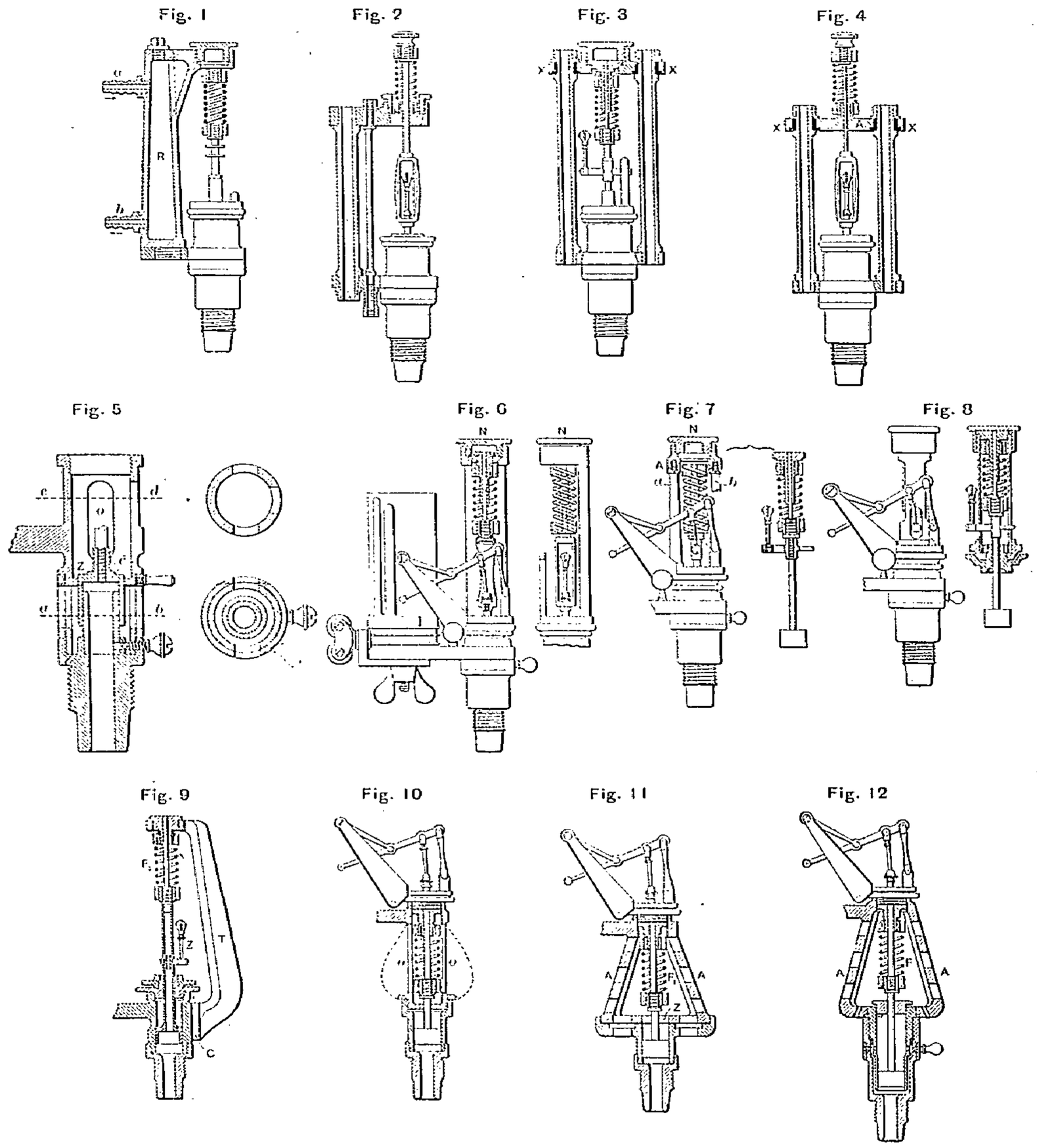
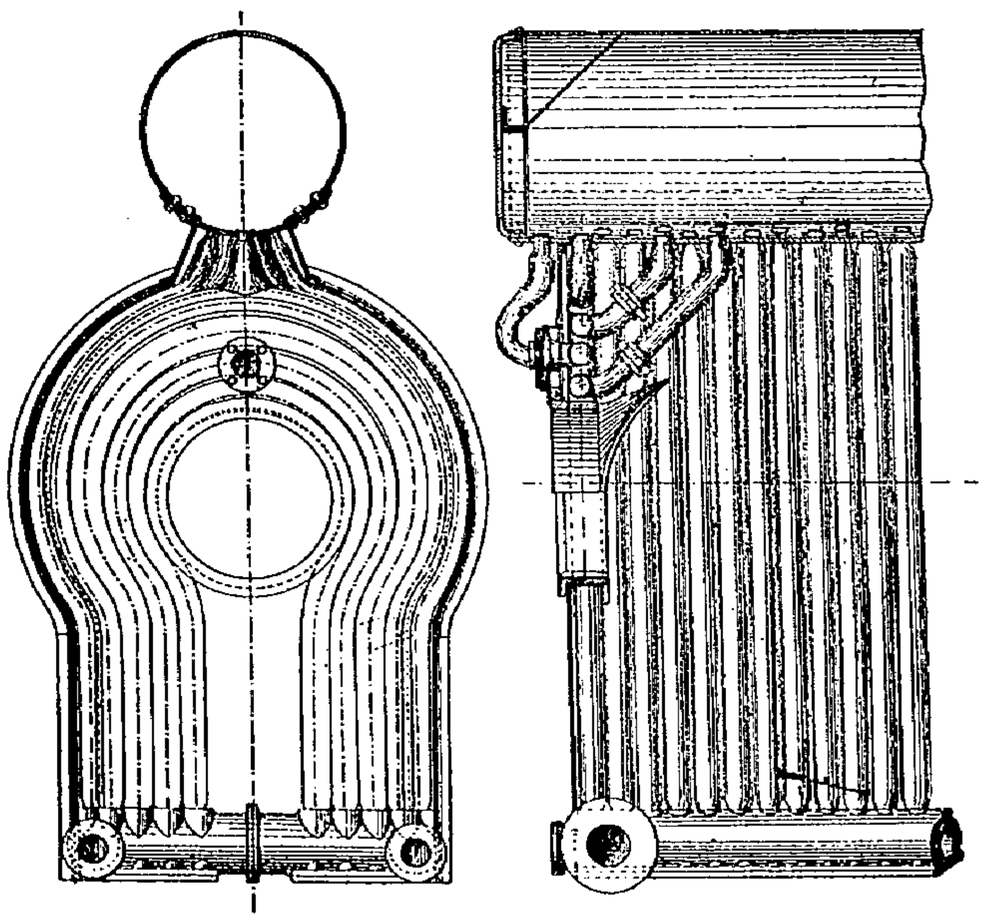


FIG. 31. Nos 1 à 12.

deux petites colonnes *a a* était aussi insuffisant, et le maniement était difficile, principalement pour enlever le piston; le porte-à-faux du parallélogramme est défectueux ainsi que le ressort tiré au lieu de comprimé. En fig. 8, le refroidissement est insuffisant; il en est de même en fig. 9, la conductibilité de C en T est trop grande, l'enlèvement du piston est difficile, le levier Z est en porte-à-faux. En fig. 10, le refroidissement par les fenêtres O est insuffisant, et l'appareil peu maniable; il en est de même en fig. 11 et 12, la vapeur s'échappe en Z, le support A se déforme facilement et le tambour à papier est trop haut.

CHAUDIÈRES

Chaudière à tubes d'eau Brotan (*Des Oesterreichischen Ingenieur und Architezten vereines, 21 et 28 août 1903*). Les parois du foyer sont (fig. 32 à 39) constituées par des tubes d'eau en U renversé, reliés chacun, par le haut, à un dôme de vapeur de 2 m. 110 × 628 de diamètre et, au bas, à deux collecteurs de 180 de diamètre, aboutissant au bas du corps cylindrique par deux tuyaux *k*, de 150 millimètres ; diamètre des tubes d'eau en acier sans soudure, 95 millimètres ; épaisseur, 5 millimètres. L'on peut faire ces tubes à simple ou double courbure, comme en fig. 36 ; le foyer n'a qu'une seule ouverture *g*, avec, devant elle, un déflecteur en briques. Les intervalles entre ces tubes sont fermés par des bandes de cuivre de 1 mm. 5 d'épaisseur (fig. 39), convenablement matées. Le collecteur du bas du foyer est en acier fondu et en deux pièces, en forme de L, reliées par un tube



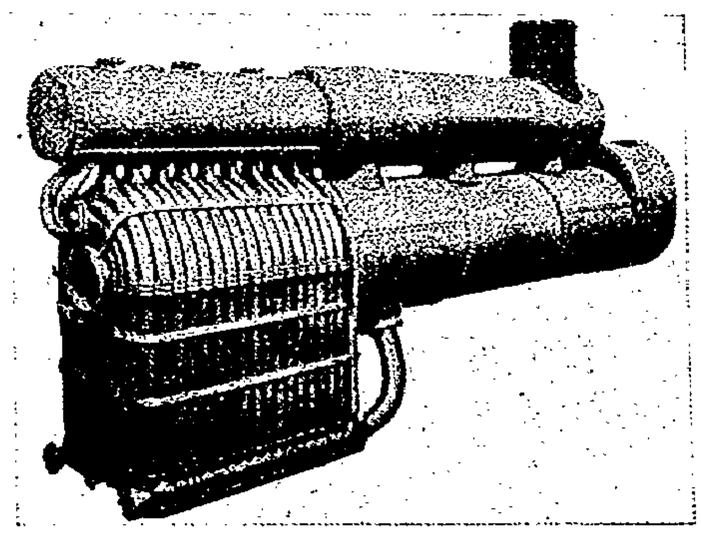


Fig. 33. — Chaudière *Brotan* sans enveloppe.

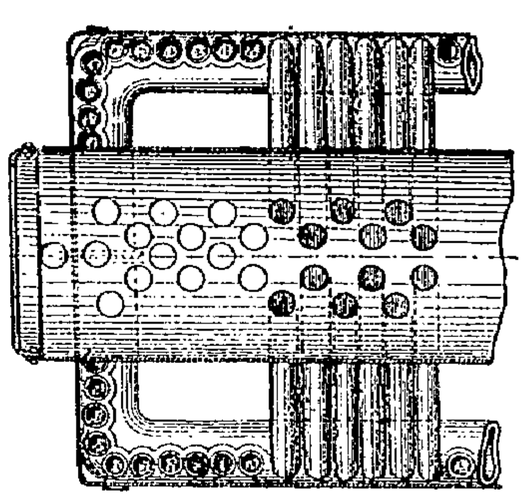


Fig. 32. Chaudière *Brotan*.

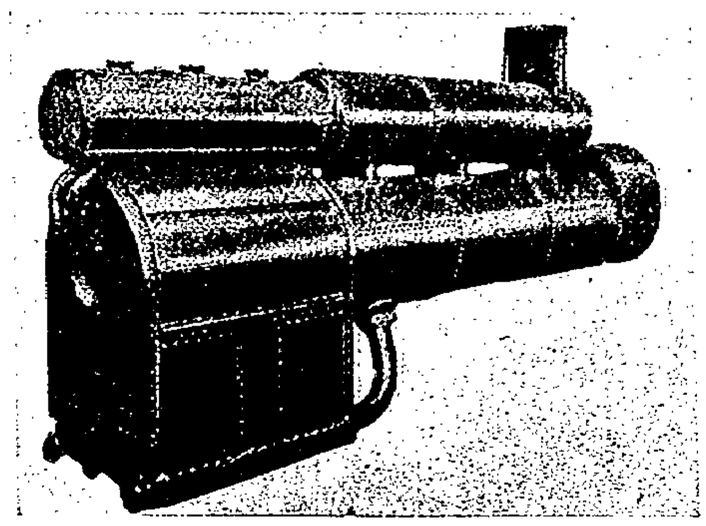


Fig. 34. — Chaudière *Brotan* avec l'enveloppe de son foyer.

en T avec trou de purge ; l'ensemble est consolidé, à l'avant, par un tirant en fer ; au bas du collecteur, devant chaque tube, se trouve une ouverture de nettoyage. L'enveloppe du foyer, en tôle d'acier, en suit le contour à 5 ou 7 centimètres de distance ; les tôles d'avant et d'arrière ont 10 millimètres d'épaisseur et sont rivées respectivement au corps cylindrique et à l'anneau de la porte. Les connexions des tubes avec le collecteur sont étreintes et protégées par des collerettes en cuivre (fig. 37) jusqu'au niveau de la grille. Les tubes sont reliés, à mi-hauteur, par des brassières boulonnées entre elles, puis par des ferrures *n* (fig. 37). Le foyer est supporté (fig. 38) aux quatre coins sur des ressorts attachés à la cornière de l'enveloppe supportée par le châssis. Une locomotive de gare fonctionnant depuis 1901, sur le chemin de fer de l'État autrichien, avec un foyer Brotan, a

donné d'excellents résultats ; la répartition de ce foyer est plus facile et moins onéreuse ; il supporte mieux les hautes pressions, sa puissance de vaporisation est plus grande à chauffe égale ; son prix est moins élevé et son poids plus grand de 5 p. 100 environ pour une locomotive de 45 tonnes, timbrée à 12 kilog. au lieu de 9 avec l'ancien foyer. Les chemins de l'État autrichien ont actuellement plusieurs locomotives de ce type en construction. — **Roberts** (*Brevet anglais 26686 de 1902*).

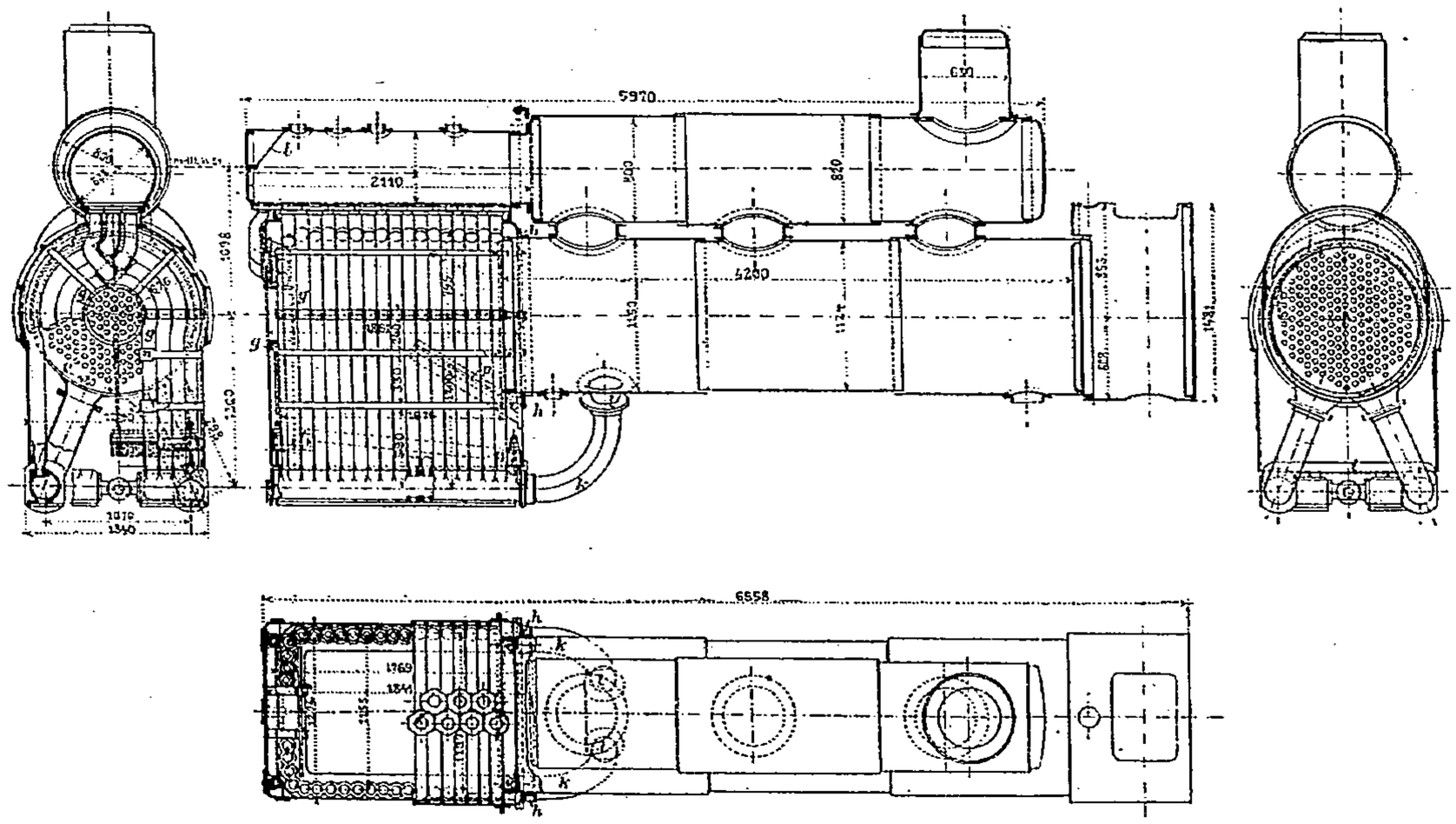


Fig. 35 — Chaudière *Brotan*. Ensemble.

Du type Hornsby à deux grilles superposées *f* et *e* (fig. 40) avec injection d'air chaud en *p*, se mélangeant aux gaz de *f*. Dans le pont *o*, se trouve un petit collecteur *i*, relié par *km* à la circulation des tubes générateurs *b*. Construit par *Hornsby*, Grantham. — **Sneddon** (*Brevet américain 752871 de 1904*). Genre *Niclausse* (fig. 41) avec lanterne 10, 11, 12, étanche en 11, et filetée en 13 sur le tube extérieur 14. Le tube intérieur 15 est attaché à une seconde lanterne 16, à bouchon 17, relié à

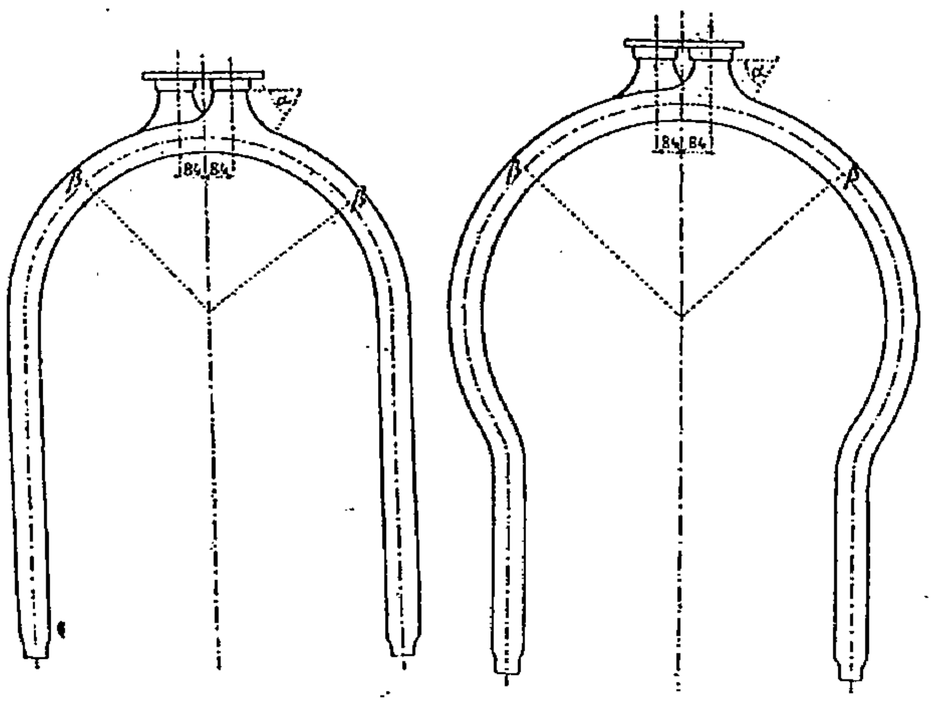


Fig. 36. — Chaudière *Brotan*. Détail d'un tube.

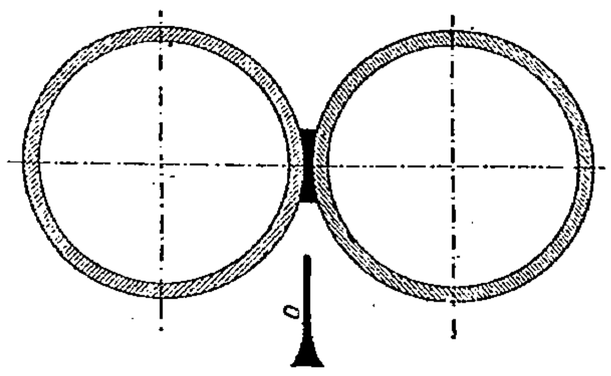


Fig. 39.

16 par un joint sphérique 18, fixé par la pression de l'ancre 33, et formant joint cylindro-conique avec 11, sur lequel la pression de la vapeur l'appuie en dilatant 23. Le manchon 11 porte des spirales 24-25, en prise avec les talons correspondants 27-28 de 17, de sorte que 17 s'enfonce et se serre dans 11 par sa rotation. En fig. 43, ce serrage se fait par une rondelle filetée 31. Construit par la Compagnie *Stirling*, de New-York. — **Duchesne** (*Société des ingénieurs civils de France, janvier 1904*). Nous avons établi notre générateur marin de façon à conserver la circulation naturelle dans

chaque élément du faisceau tubulaire et à la forcer un peu dans chaque tube alimentateur des trois rangées

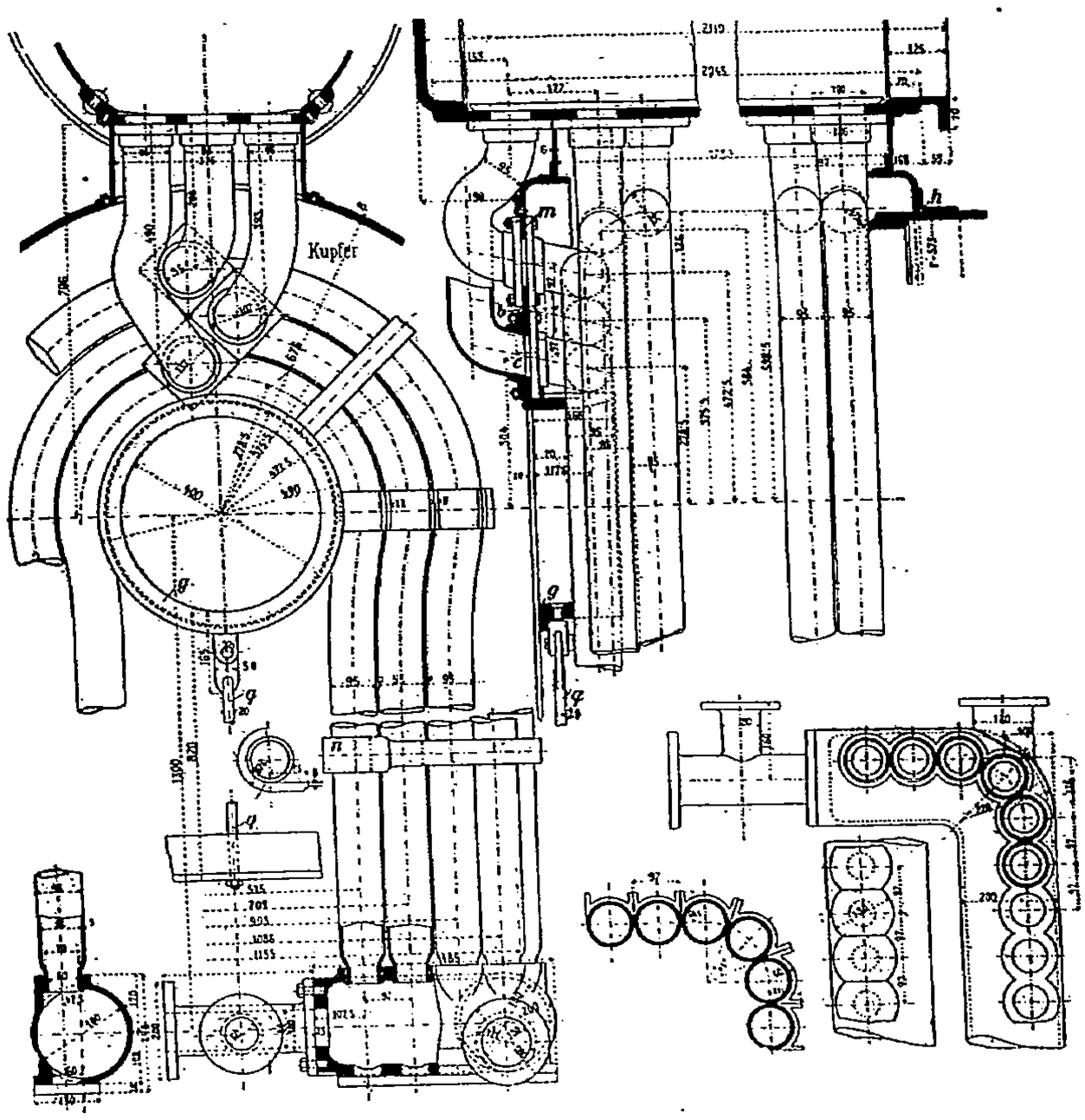


Fig. 37. — Chaudière *Brotan*. Détails.

inférieures (fig. 44). L'appareil se compose donc d'un faisceau de tubes Field inclinés de 8 degrés à 10 degrés

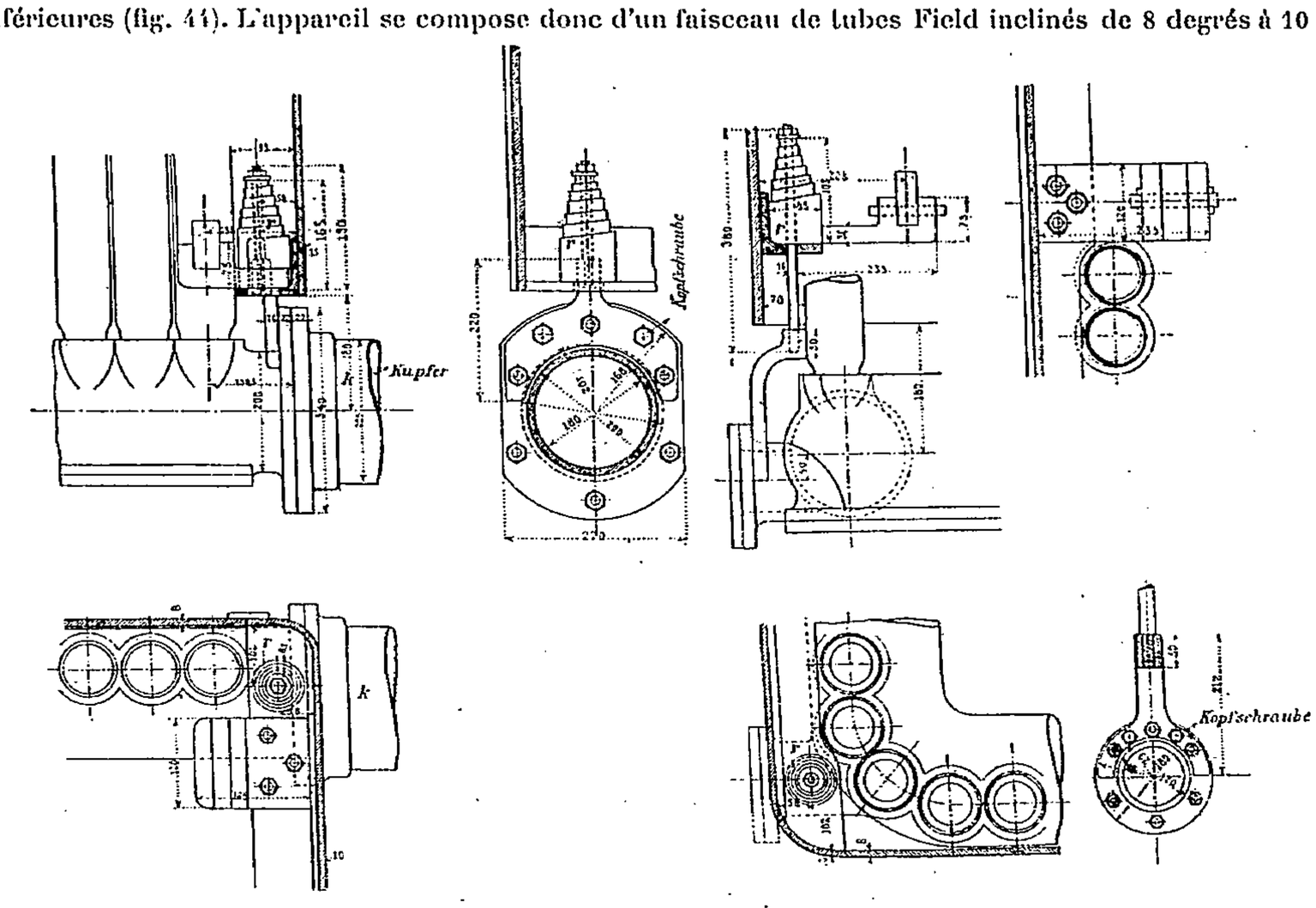


Fig. 38. — Chaudière *Brotan*. Détails.

sur l'horizon, vissé normalement dans la plaque tubulaire, d'une lame d'eau *l*, située à l'arrière, la façade se

trouvant du côté de l'extrémité libre des éléments qui sont fermés par une culasse mobile vissée elle-même après le tube. Cette lame d'eau est surmontée d'un réservoir cylindrique R. L'alimentation directe et indi-

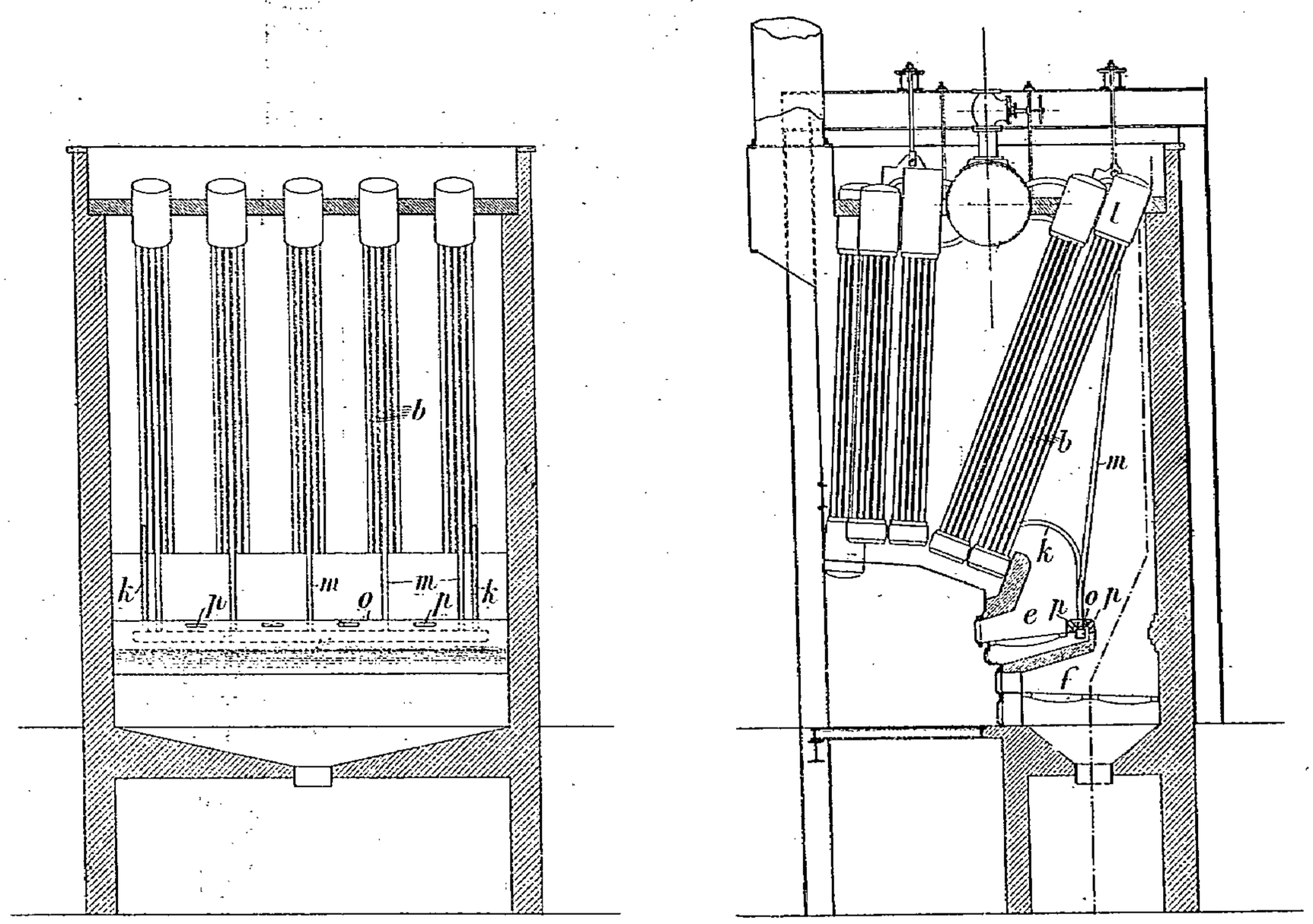


Fig. 40. — Chaudière *Roberts*.

viduelle des tubes des trois rangées inférieures est assurée par un distributeur d'alimentation *e* qui reçoit, des pompes, l'eau alimentaire, et la répartit dans les tubes intérieurs par des ajutages *n* placés en regard de

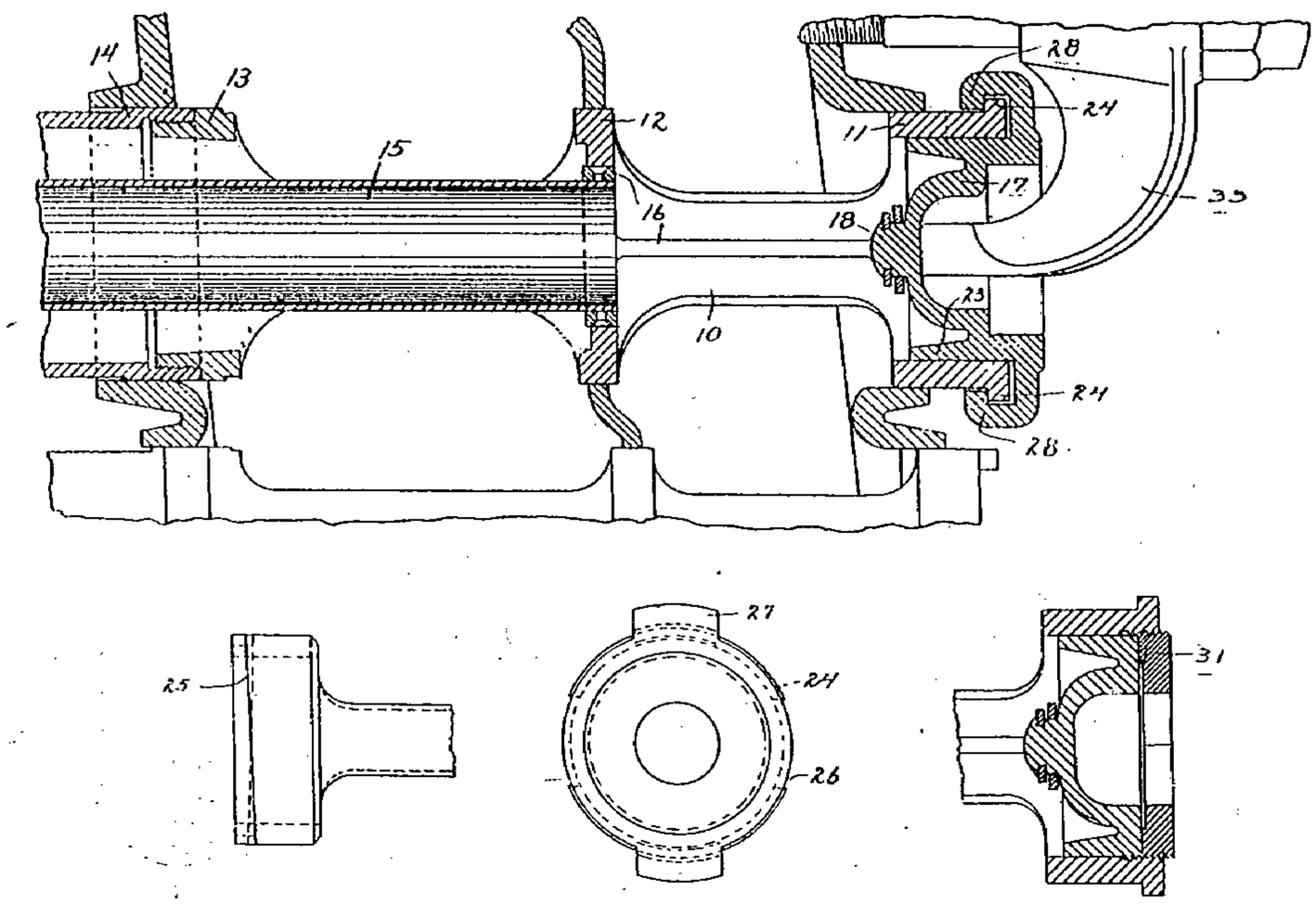


Fig. 41 à 43. — Chaudière *Sneddon*.

chacun d'eux. Une des particularités des éléments supérieurs de notre générateur, c'est qu'ils sont indépendants, et que la circulation à leur intérieur est toute locale et ne dépend pas de la circulation générale. Nos

expériences au moyen de notre appareil de verre nous ont prouvé que chaque élément fonctionne comme s'il était seul. Nous avons d'ailleurs muni le tube alimentateur de chaque élément d'un pavillon qui permet une entrée facile de l'eau alimentaire, et qui divise ou écarte les bulles de vapeur provenant des rangées inférieures. Quelques-unes ont tendance à entrer dans ce tube, entraînées au passage par l'eau qui s'y précipite ; elles ne parviennent pas à y pénétrer, soit que leur densité si faible s'y oppose, ou qu'elles soient condensées par cette eau alimentaire. L'ascension continue des bulles de vapeur et l'alimentation par la partie inférieure déterminent, dans la lame d'eau, un courant ascendant. Le mouvement de l'eau est assez faible, et celui des bulles de vapeur est modéré par le fait qu'elles sont obligées de contourner les entretoises qui les divisent et les empêchent de se grouper en énormes ballons. Il en résulte que le dégagement de la vapeur à la surface est assez tranquille ; et si nous ajoutons, comme c'est le cas, un réservoir cylindrique à la partie supérieure de cette lame, nous obtenons une vapeur d'une siccité remarquable, à condition de tenir le niveau à une hauteur inversement proportionnelle à l'intensité de la vaporisation, comme on le voit en fig. 46. Mais si la vapeur qui provient de la lame d'eau peut se dégager, l'eau qui s'est

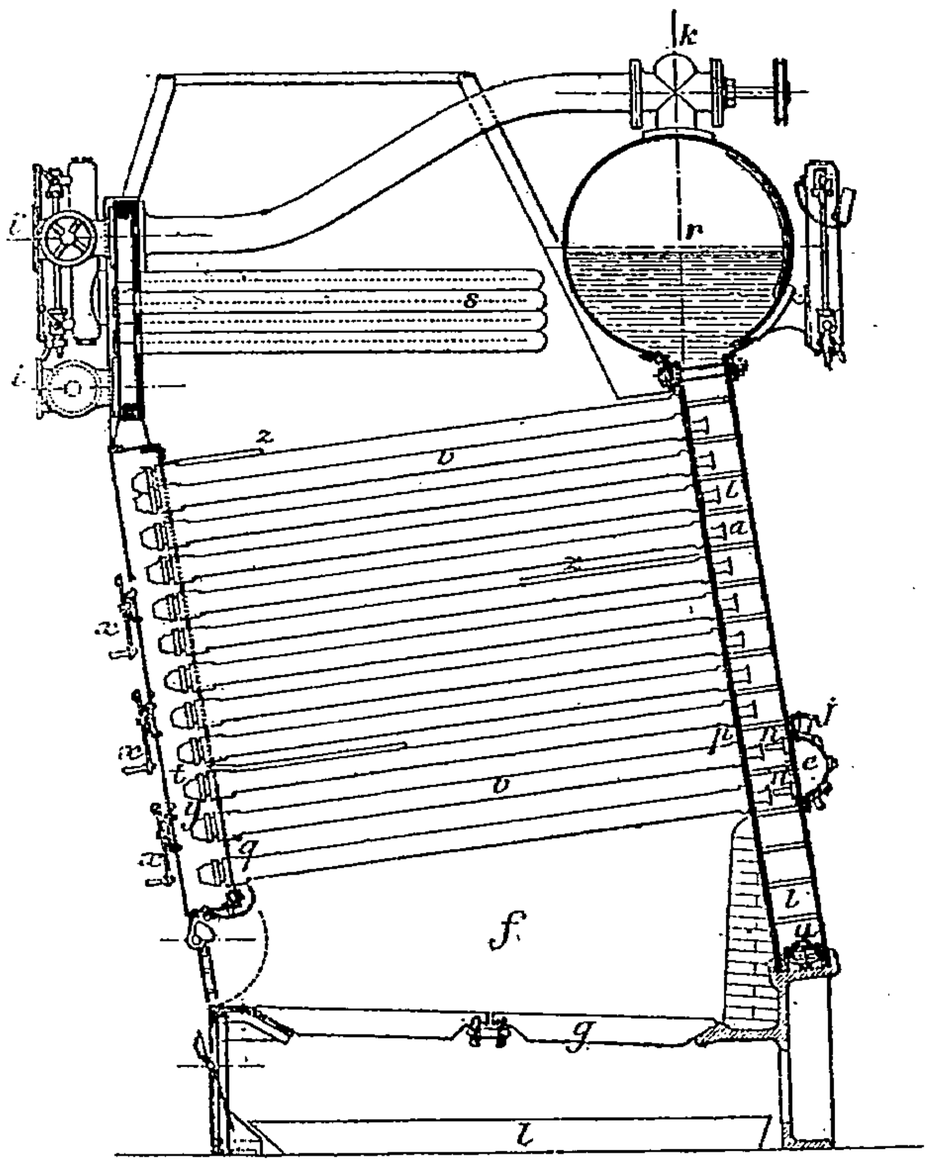


Fig. 44. — Chaudière *Duchesne*.

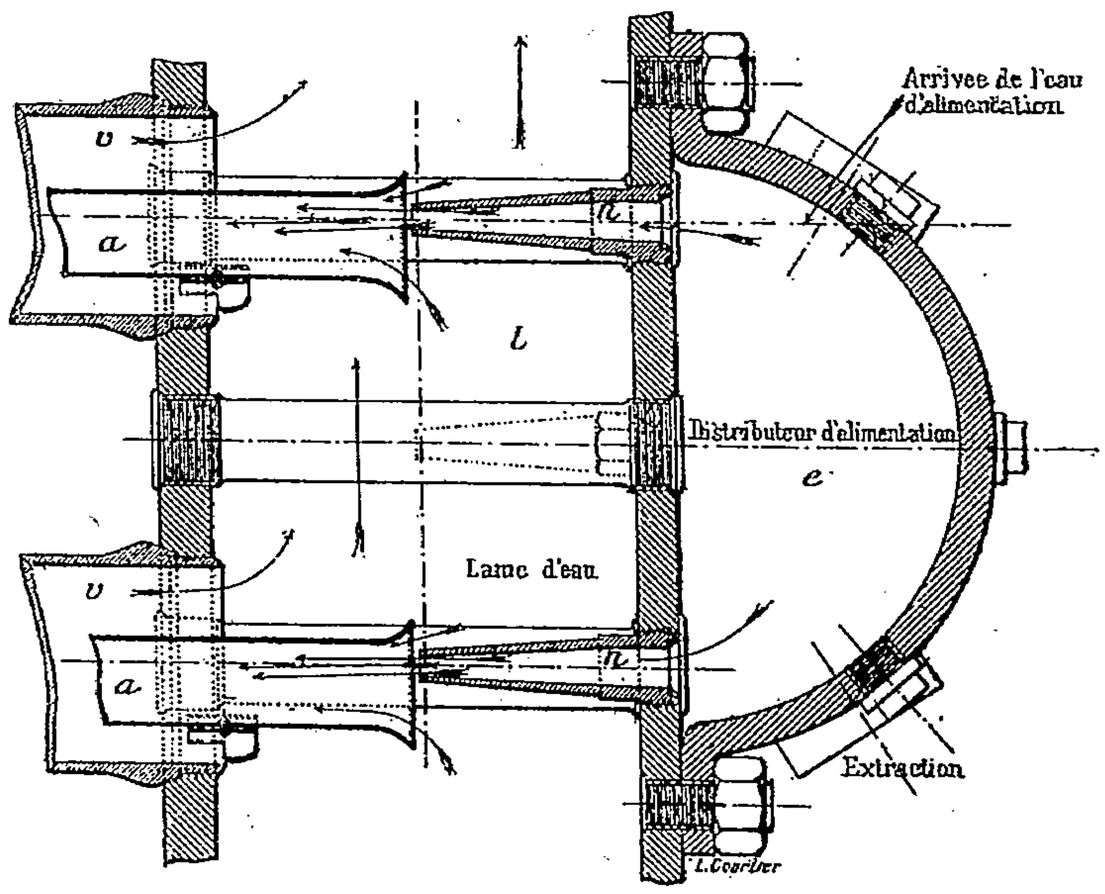
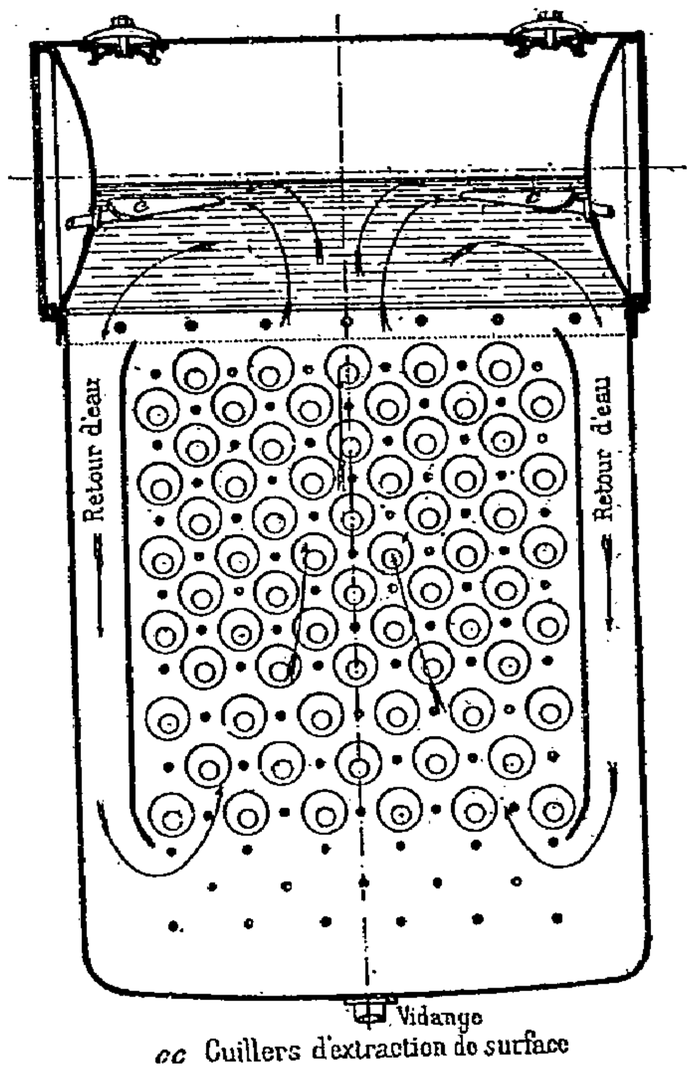


Fig. 45.

élevée ne peut en faire autant, et cependant, tout ne s'est pas vaporisé dans ce trajet. Comme il fallait éviter à tout prix un retour dans la même lame, nous avons ménagé, de chaque bord, un large conduit qui sert de retour d'eau ; ils sont déterminés par deux cloisons en tôle, parallèles au cadre et à 12 et à 15 centimètres de celui-ci. Ces tôles ont la hauteur du faisceau tubulaire, plus 5 centimètres en haut et en bas. Cette disposition assure la liberté de la circulation de l'eau *toujours dans le même sens* en deux circuits fermés. Elle présente, en outre, les avantages importants qui suivent, pour la séparation des matières en suspension ou en dissolution. Le foyer F de notre générateur est très vaste ; la façade se trouvant du côté des culasses mobiles des tubes, la pente de la grille est en sens inverse de celle des premiers ; le cube du foyer est, d'après cela, très grand. Latéralement, il est clos par des murs en briques, ou métal et coton minéral, amiante, etc. Entre ces derniers, cette tôle est percée de trous de 36 à 40 millimètres de diamètre qui servent au ramonage en y introduisant la lance à vapeur. Quelques-uns d'entre eux sont utilisés pour laisser rentrer de l'air à l'intérieur du faisceau tubulaire. Cet air est admis et dosé par des régulateurs de combustion à tiroir X placés sur les portes de la devanture. Il est conduit au milieu des gaz en combustion par des tubes formant chicanes creuses, reposant sur les tubes vaporateurs, aux endroits où elles sont nécessaires. Ces tubes chicanes sont introduits et mis en place par les trous percés entre les tubes vaporateurs sur la tôle T. Les ouvertures O qui ne reçoivent pas de tubes chicanes sont fermées par des obturateurs mobiles à volonté. Cet ensemble de dispositions est complété par un jeu de chicanes Z, très mobiles, formées de bouts de tubes, de fer rond, ou de cylindres en terre réfractaire que l'on passe par les ouvertures de ramonage et qu'on laisse reposer sur les tubes vaporateurs dont elles bouchent les intervalles où on le juge nécessaire. Mais nous avons adopté (fig. 48) une disposition spéciale qui nous permet de dévisser nos

culasses mobiles aussi souvent que nous le jugeons utile pour le nettoyage des vaporateurs. Pour cela, entre les filets de vis et la portée conique, nous avons ménagé une gorge circulaire que nous remplissons, au moment du montage, de graisse fortement graphitée. Quand on visse à bloc, cette graisse pénètre dans les interstices et s'oppose absolument à l'oxydation. La même disposition est adoptée pour le joint du vaporateur



cc Cuillers d'extraction de surface

Fig. 46.

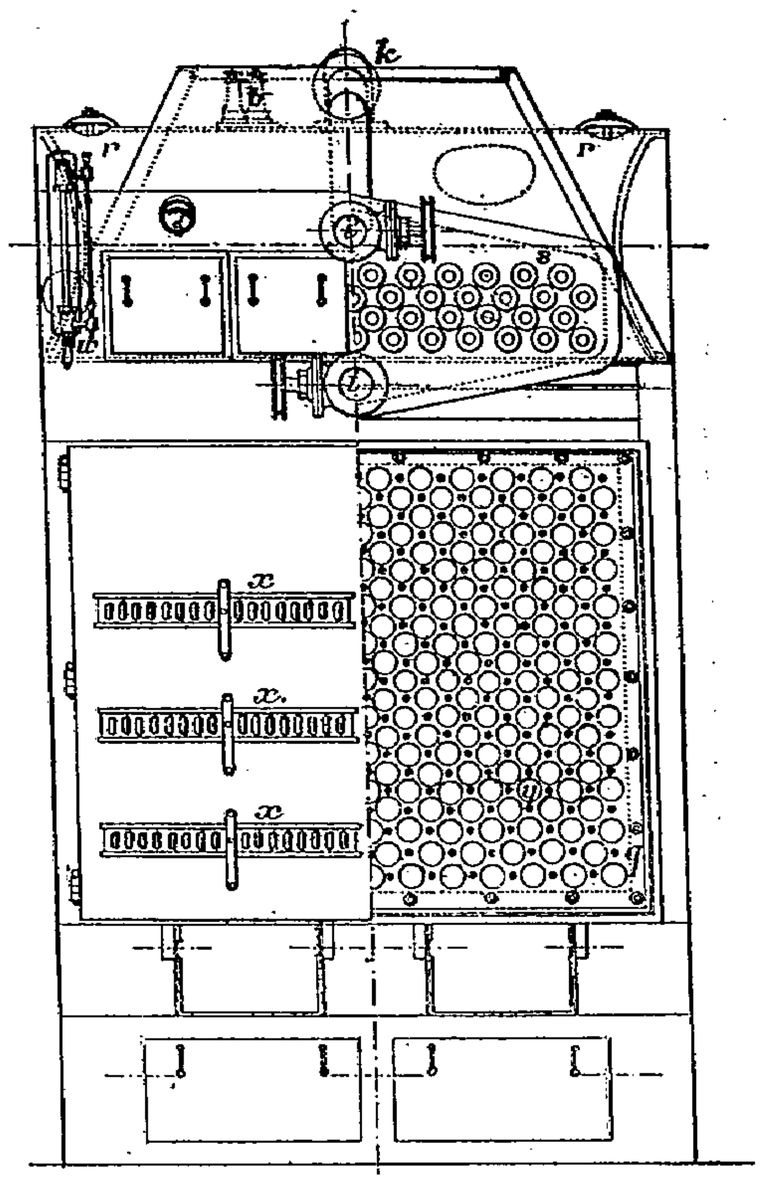


Fig. 47.

avec la plaque tubulaire. La grille est vaste et comprend les 65 centièmes de la projection horizontale de l'appareil et permet par conséquent les grandes productions. Nous donnons une épaisseur de 18 à 30 centimètres à notre lame d'eau, mais elle est variable pour les cas spéciaux. De même, cette lame est surmontée

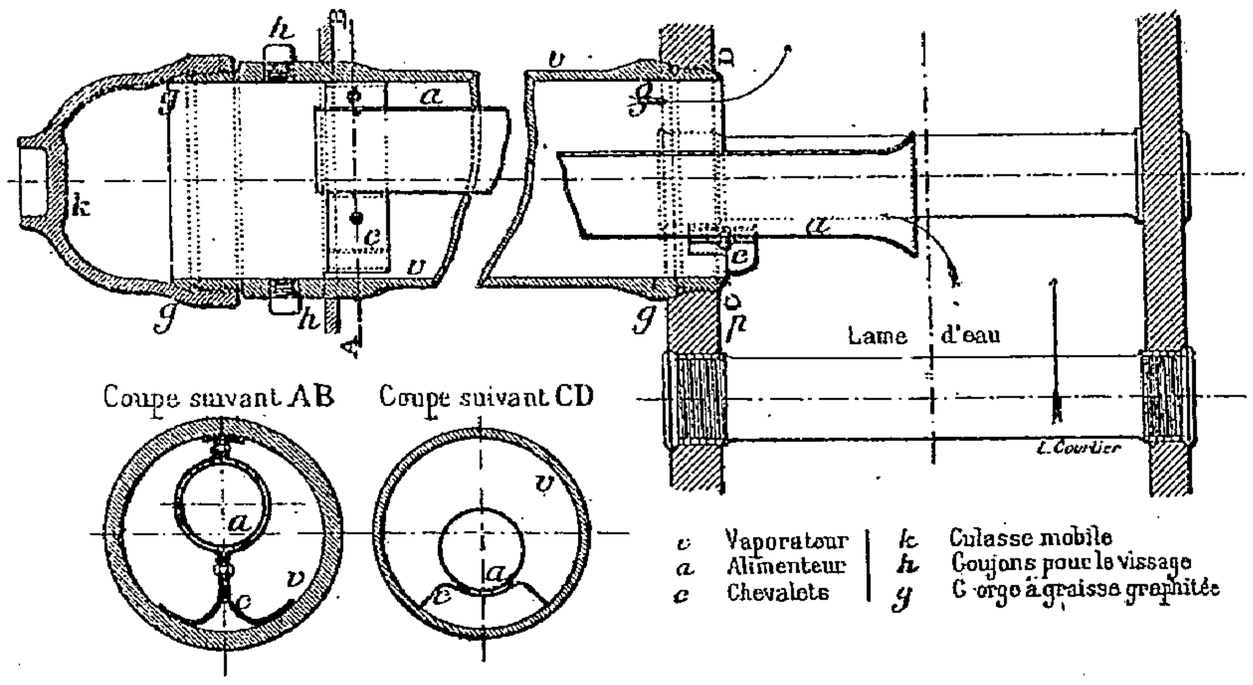


Fig. 48.

d'un réservoir cylindrique dont la capacité varie avec les différentes destinations du générateur. Enfin nous avons établi un surchauffeur (fig. 44) sur le même principe que le générateur. Il se compose d'une lame de vapeur située en façade; une série de tubes horizontaux fermés à leur extrémité libre sont vissés dans la plaque tubulaire de cette lame de vapeur, ou même simplement tenus comme les tubes Field.

Chaudières tubes d'eau Yarrow (*Engineering, 15 janvier, p. 90*). Installation et essais à bord du cuirassé chilien *Libertad*. Batterie de 12 chaudières développant chacune 1.200 chevaux, pesant à vide 29 tonnes et en charge 34 t. 5 ; timbre 20 kilog. ; 1.008 tubes de 45 × 2 m. 07. Chauffe 290 mètres carrés ou de 56,5 fois la surface de grille ; chevaux par mètre carré de grille 226. On fit des essais avec deux de ces chaudières, ayant l'une 4 m² 92 de grille et l'autre 3 m² 71. Les résultats sont donnés par les diagrammes fig. 49, en traits pleins pour la grande grille et en traits pointillés pour la petite. On marchait à tirage forcé par un jet de vapeur dans la cheminée, comme sur les locomotives ; avec des aspirations de tirage variant de 5 à 25 millimètres d'eau, les vaporisations moyennes par kilog. de charbon, ramenées à 100°, ont été de 9 kg. 96 avec la grande grille et un tirage moyen de 15 millimètres d'eau, puis de 10 kg. 57 avec la petite grille et un tirage de 19 millimètres. Le feu a toujours été plus intense avec la petite grille, les gaz s'y brûlent assez rapidement pour ne pas se refroidir sur les tubes avant la fin de la combustion. On essaya aussi la résistance de l'adhérence des tubes dans les tôles ; un tube de 35 millimètres de diamètre extérieur et de 4 millimètres d'épaisseur, mandriné dans une tôle, supporta sans allongement permanent une traction de 2 tonnes, puis 6 tonnes avec un allongement permanent de 0 mm. 2 ; sous un effort de 13 t. 5, le tube s'allonge de 137 millimètres et sort de l'une des tôles ; ces 13 t. 5 donnent une tension de 120 kilomètres par millimètre carré de la section du métal du tube.

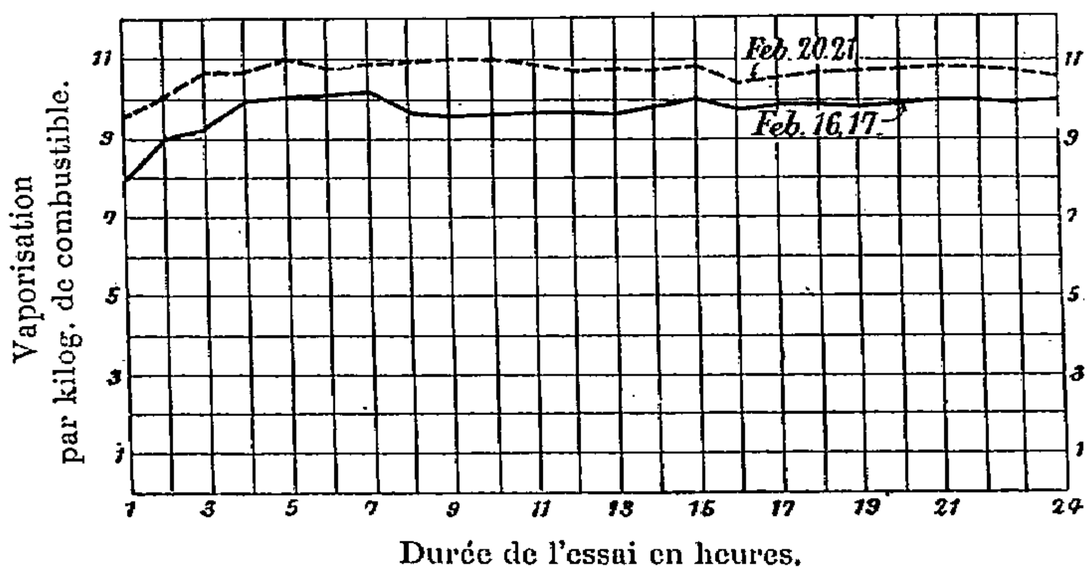


Fig. 49.

Tubes de chaudières en acier nickel (*Engineering News, 26 novembre 1903, p. 468*), d'après M. **A. L. Colby**, communication à la *Society of naval architects and marine engineers*. Il s'agit de tubes renfermant de 25 à 30 p. 100 de nickel ; ces tubes se fabriquent couramment à Shelby (Ohio) avec autant de simplicité et d'économie que les tubes ordinaires sans soudure. Plus élastiques et résistants, ces tubes peuvent être pris plus légers, mais ils coûtent environ 2,40 fois plus ; en revanche, leur durée est de 2,30 fois plus prolongée, et ils peuvent, une fois usés, se vendre environ 0 fr. 60 le kilog en raison de la valeur de leur nickel. Des tubes d'acier au nickel à 25 p. 100, immergés, en même temps que des tubes d'acier doux, dans une dissolution à 33 p. 100 d'acide chlorhydrique, ont, au bout de 22 jours, perdu 16,5 fois moins de leur poids que les tubes d'acier doux (expériences de Yarrow). Deux éprouvettes de chacun de ces tubes chauffés six fois de suite dans un même four en briques jusqu'au jaune paille, et pesés après refroidissement et nettoyage, ont perdu respectivement, par oxydation, 78 p. 100 de leur poids pour l'acier doux et 25 p. 100 pour l'acier au nickel (Pour plus de détails sur ces expériences de Yarrow, voir le *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, août 1899, p. 1212*). Les tubes en acier au nickel soumis à l'action de la vapeur surchauffée ont résisté 21 heures et ceux en acier doux 9 heures seulement, de sorte que, d'après M. Yarrow, une chaudière à tubes d'acier doux devrait se retuber 2,3 fois plus souvent que celle à tubes au nickel. La résistance et l'élasticité de l'acier au nickel sont aussi beaucoup plus élevées ; l'acier des tubes américains à 30 p. 100 subit toutes les opérations de la forge et du laminage et mandrinage sans se criquer ni devenir cassant ; ils subissent parfaitement les épreuves de réception de l'amirauté américaine, et notamment l'essai de mandrinage ou élargissement à froid du tube à 1,6 fois son diamètre primitif. Les tubes en acier au nickel à 30 p. 100 pourront peut être remplacer avantageusement les tubes en bronze ou laiton étamé des condenseurs à surfaces ; on en fait actuellement l'essai dans les marines françaises et américaines. Sur les locomotives, on peut souder aux tubes en acier doux des locomotives américaines des bouts en acier au nickel qui résistent beaucoup plus longtemps. Ils sont aussi très avantageux sur les surchauffeurs.

Chaudières à tubes d'eau Babcox-Wilcox (*Brevet anglais 26539 de 1903*). A très grandes grilles doubles (fig. 50) s'étendant sous toute la projection des tubes d'eau, avec deux portes de

chargement 5, se faisant vis-à-vis, voûte 7 et déflecteurs 8 et 9, forçant les gaz à suivre le trajet indiqué par les flèches. La grille est augmentée sans accroissement de l'encombrement de la chaudière. — **Essai d'une chaudière Babcox à la station centrale d'électricité de Belfast.** Chaudière avec grille mécanique Bennis. Chauffe C 395 mètres carrés, grille G de 4 m² 64, rapport C/G = 84,56 ; pression 11 kg. 5 ; surchauffe 37° ; facteur d'évaporation à 100, 1,20 ; dépense de charbon par mètre carré de grille et par heure 171 kilog. ; acide carbonique dans les gaz de la cheminée 14,5 p. 100. Vaporisation ramenée à 100° : par mètre carré de chauffe et par heure 24 kg. 3 ; par kilog. de charbon 11 kg. 96 ; puissance calorifique en charbon 7.780 calories. Rendement sans surchauffe 82,23 p. 100, avec surchauffe 87,46 p. 100.

Chaudière marine tubulaire Inglis, Airdrie (*Brevet anglais 5939 de 1903*). Les gaz passent, des foyers B (fig. 50 et 52) à la chambre de combustion D, puis, par le gros tube E et la boîte F', aux tubes de retour G et à la cheminée H. Ils atteignent ainsi les tubes G à des températures suffisamment basses pour ne pas en brûler les extrémités et les scories entraînées sont déposées en F'.

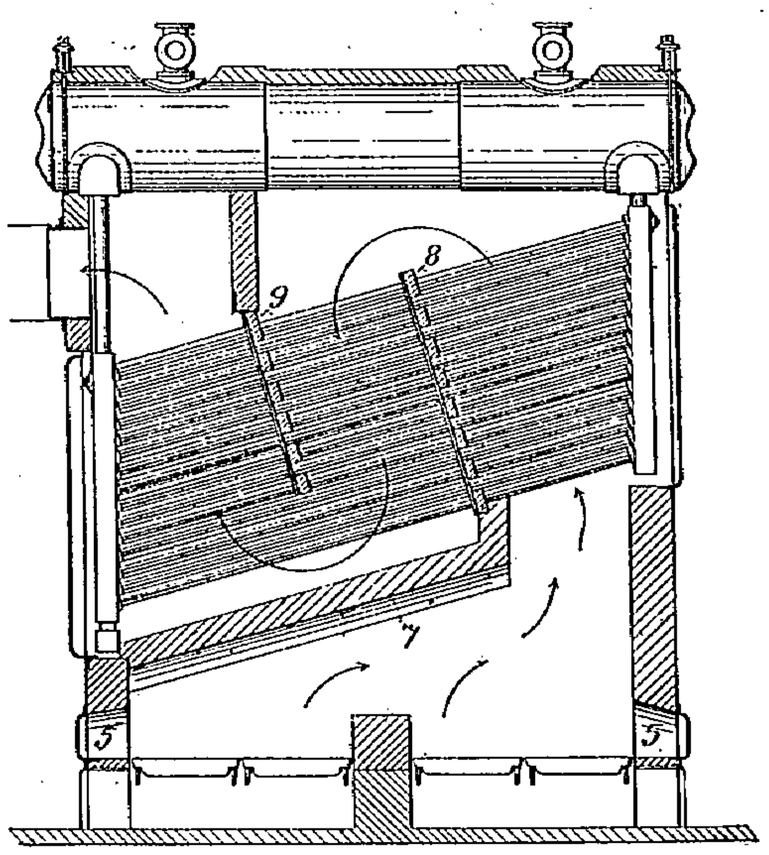


Fig. 5. — Chaudière *Babcox-Wilcox*.

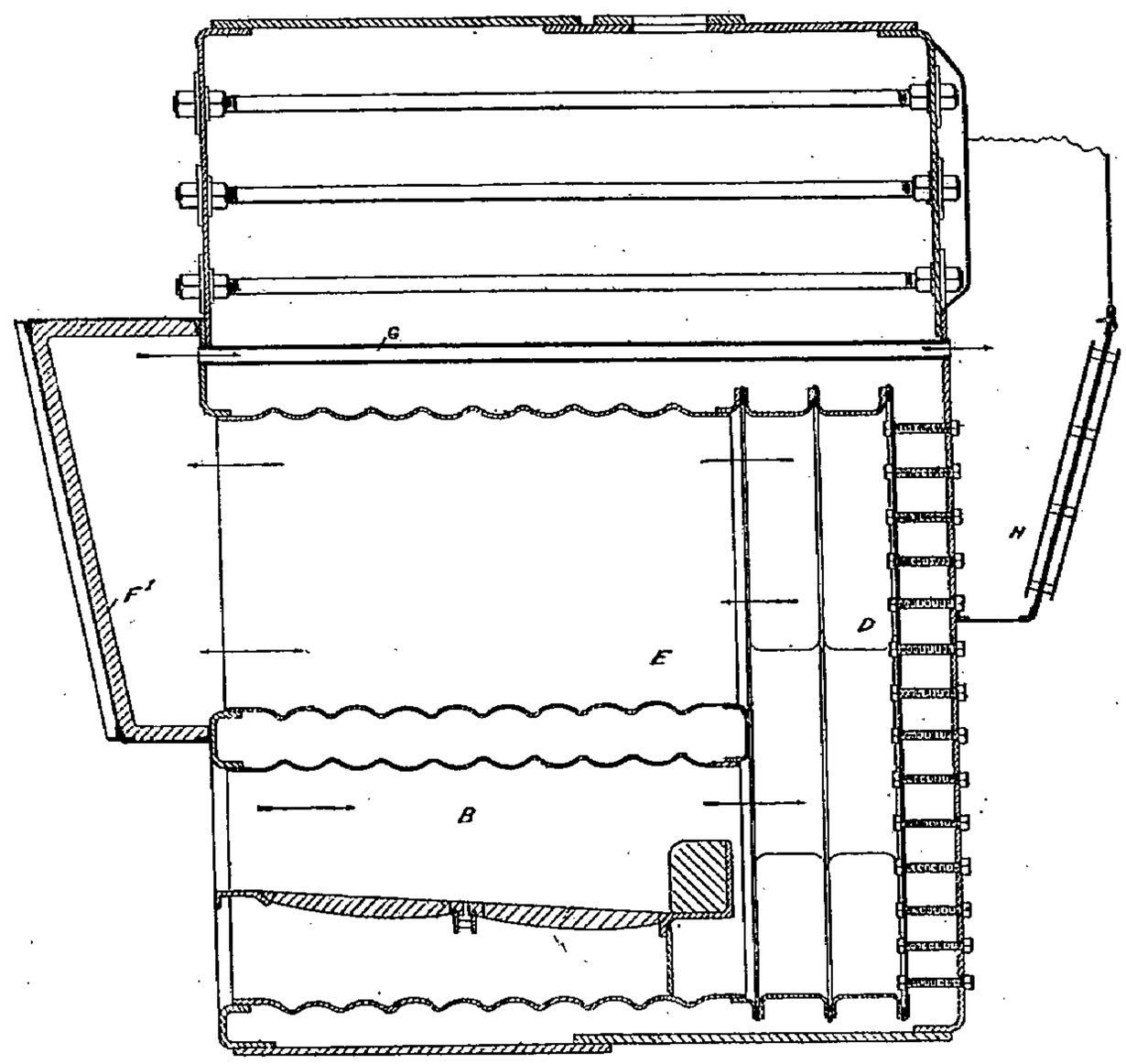


Fig. 51. — Chaudière tubulaire *Inglis*.

Chaudière Rowan, 71, A. Wewt Nile St., London (*Brevet anglais 3228 de 1903*). A vaporisation forcée, fondée sur ce que l'on pourrait, sans danger, vaporiser jusqu'à 390 kilog. d'eau par mètre carré de chauffe et par heure. Chaque élément se compose (fig. 53 et 54) d'un tube 4 avec spirale intérieure 5, dans lesquels l'eau suit le trajet 9-2-4-1, et chacun de ces tubes est entouré d'une gaine en terre réfractaire 6, avec conduit en spirale 7, que les gaz traversent en sens contraire du courant d'eau ; ces gaz s'échappent définitivement autour des tubes qui réchauffent l'eau d'alimentation venant de 8.

Épurateur d'alimentation Pulinx, 44, rue de Loos, Lille (*Brevet anglais 26188 de 1902*). L'eau à purifier arrive par la valve régulatrice *a* (fig. 54) dans le bac distributeur *b*, maintenu a niveau constant par un flotteur ; les orifices *d* et *e* règlent le rapport entre les volumes d'eau à saturer de chaux et à mélanger avec cette eau saturée. L'eau passe, de *d*, suivant les flèches, au saturateur *f*, alimenté de chaux par *g* ; ce saturateur est pourvu d'un robinet de purge Z ; de *f*, l'eau saturée passe par *l*, aux cônes du décanteur *m*, dans lequel l'eau à épurer arrive par *w*. Le réservoir *i* fournit aux becs *y* et *w* du carbonate de soude. L'eau, après avoir précipité ses dépôts sur les cônes de *m*, en sort en *u*, au travers du filtre *o*. Pour purger le décanteur, on tourne, par la manette V, le tube *l* de manière que l'eau puisse s'écouler directement des cônes par les ouvertures *x* dans *l* et s'en évacuer par la soupape de purge *n*. Le niveau sur le filtre *o* est réglé par le flotteur *p*, qui commande *a*.

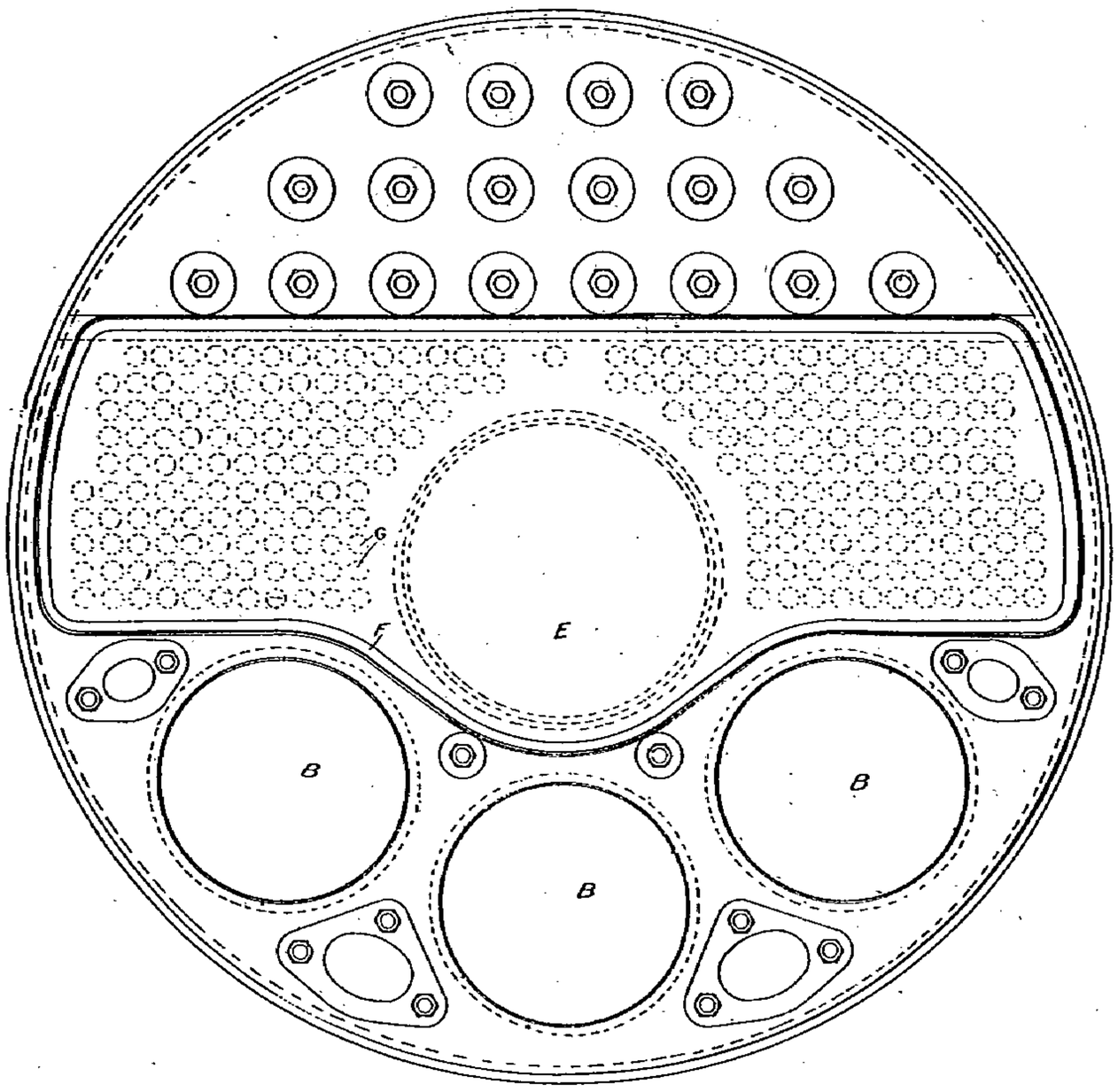


Fig. 52. — Chaudière *Inglis*.

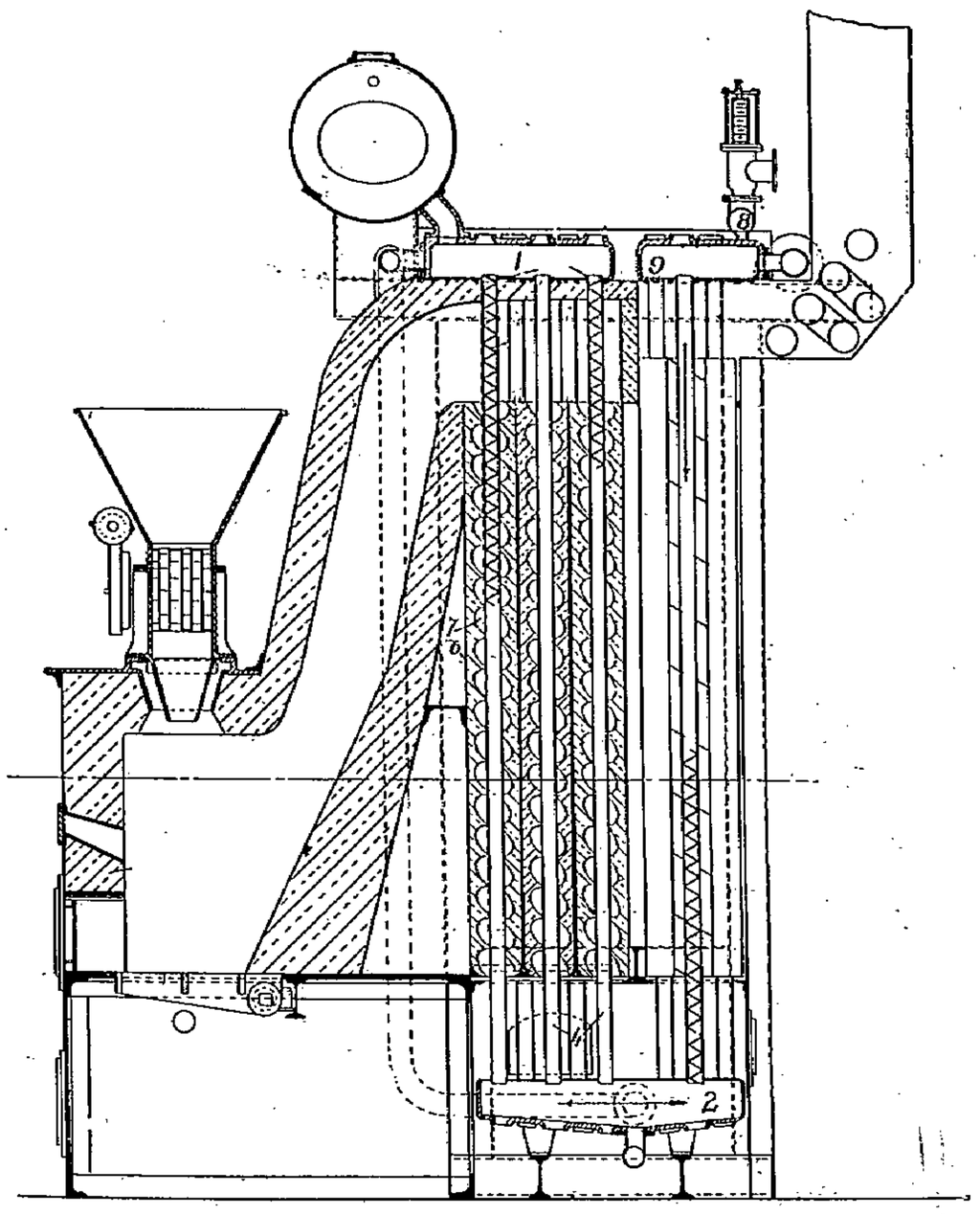


Fig. 53. — Chaudière *Rowan*.

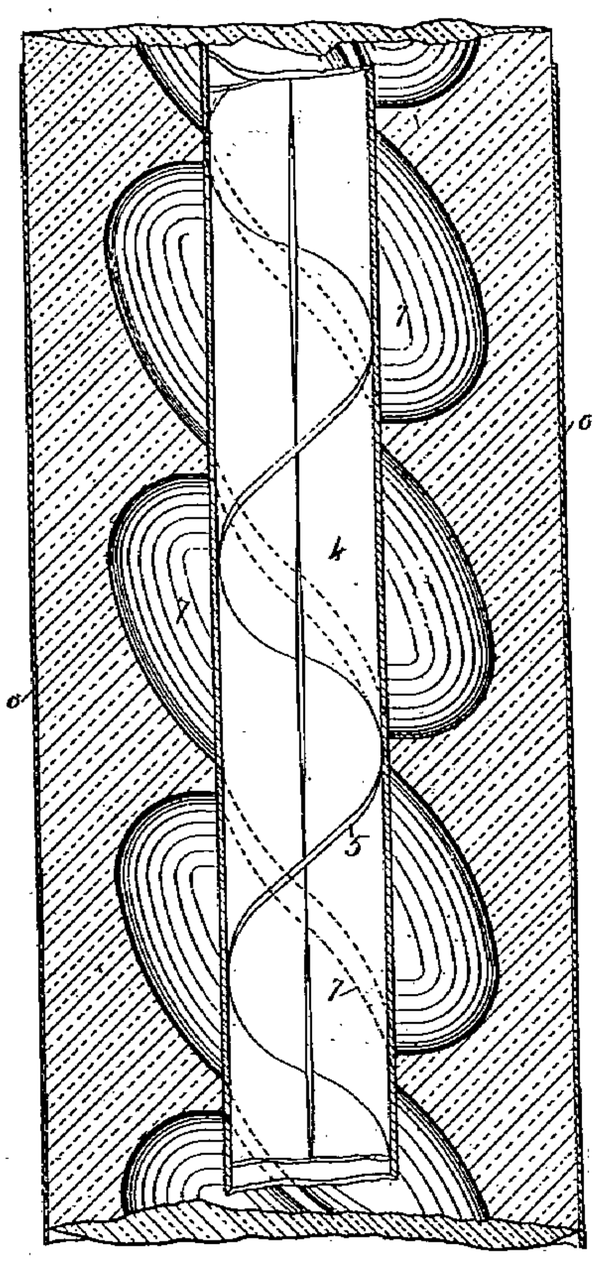


Fig. 54. — Élément d'une chaudière *Rowan*.

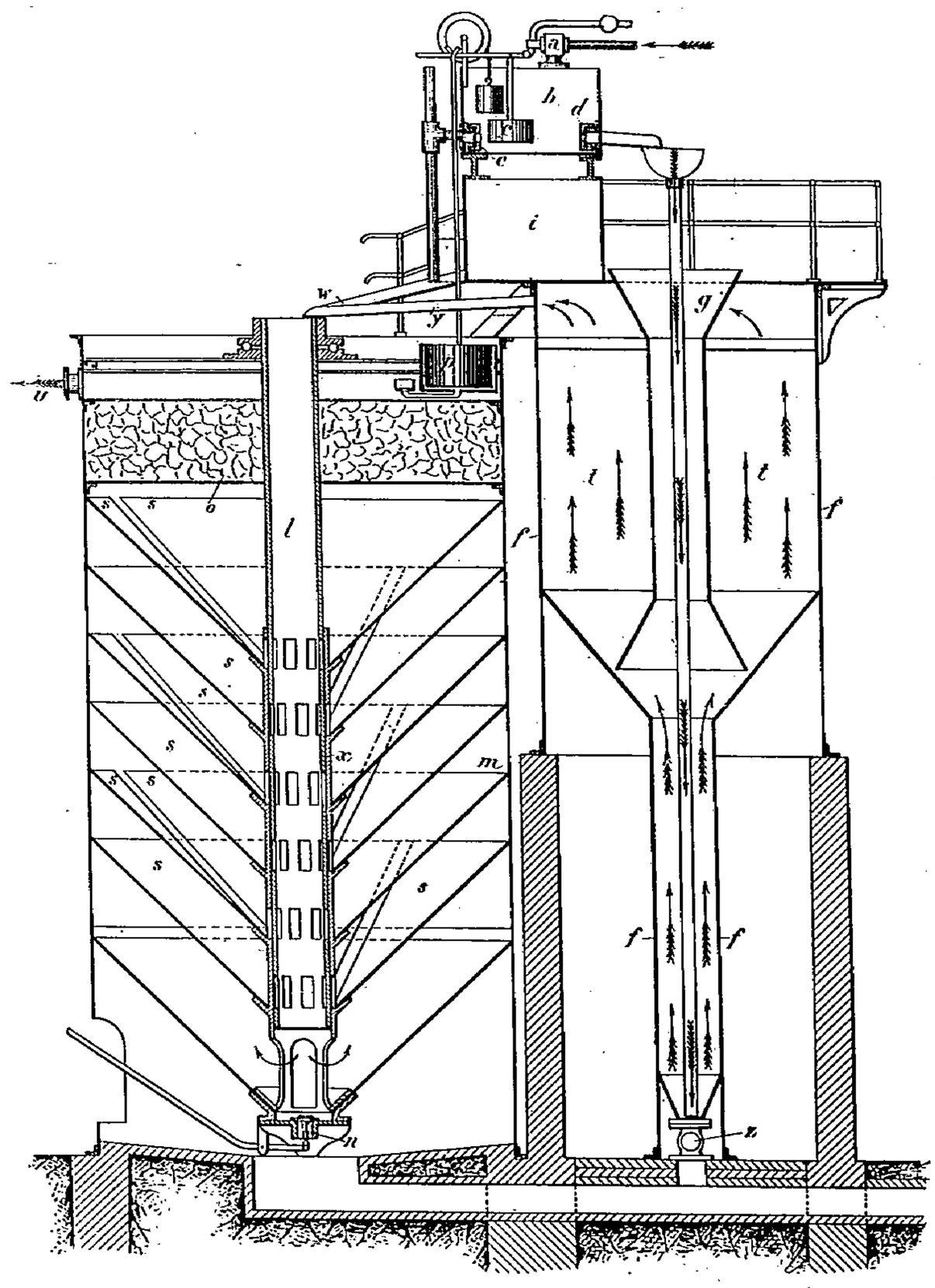


Fig. 55. — Épurateur d'eau d'alimentation *Pulinx*.

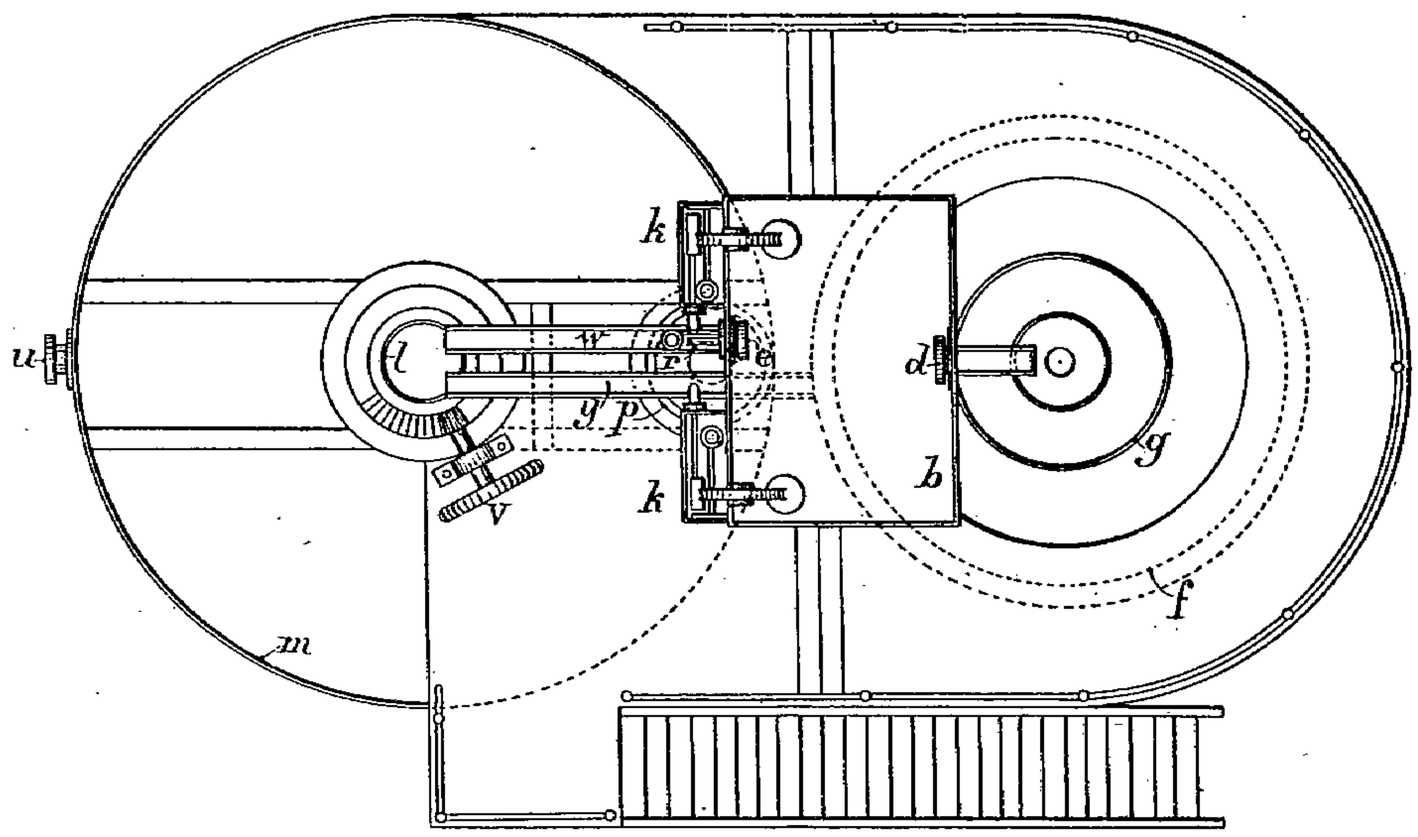


Fig. 56. — Épurateur *Pulinx*.

Injecteur Kneas (*Brevet américain 750202 de 1904*). L'eau en charge arrive par C (fig. 57) en H et B'*bc*D, puis, par B^2, en K, et, par b^2 et b^3, en L, d'où elle s'écoule par *f* au trop plein F. Quand on ouvre la vapeur en B, elle arrive, par *a* et *a'*, en *b* et en B' ; l'eau de H condense la vapeur en *a'*, qui la refoule, par B^2, en *b*, où elle reçoit la poussée de la vapeur de *a*, qui la refoule, par *c*, dans la chaudière, en D. Si la pression dans la chaudière n'est pas trop élevée, l'eau qui entre en B' suffit pour que la pression en K et L ne soit guère inférieure à celle de l'atmosphère, de sorte que le ressort réglable M' maintient la soupape N fermée ; mais si la pression de la vapeur augmente, la condensation de la vapeur en excès exige plus d'eau que n'en peut fournir le débit de l'orifice annulaire B' et il se produit en K un vide qui fait ouvrir N de manière que l'eau entre directement de H en K, puis, par 1, en L, d'où elle est aspirée par b^2 et b^3 en *bb*. Si la pression en K est plus basse qu'en L, 1 se ferme, et il ne s'admet plus d'eau en *bb* par b^2 et b^3. Si la pression, au haut de *b*, est

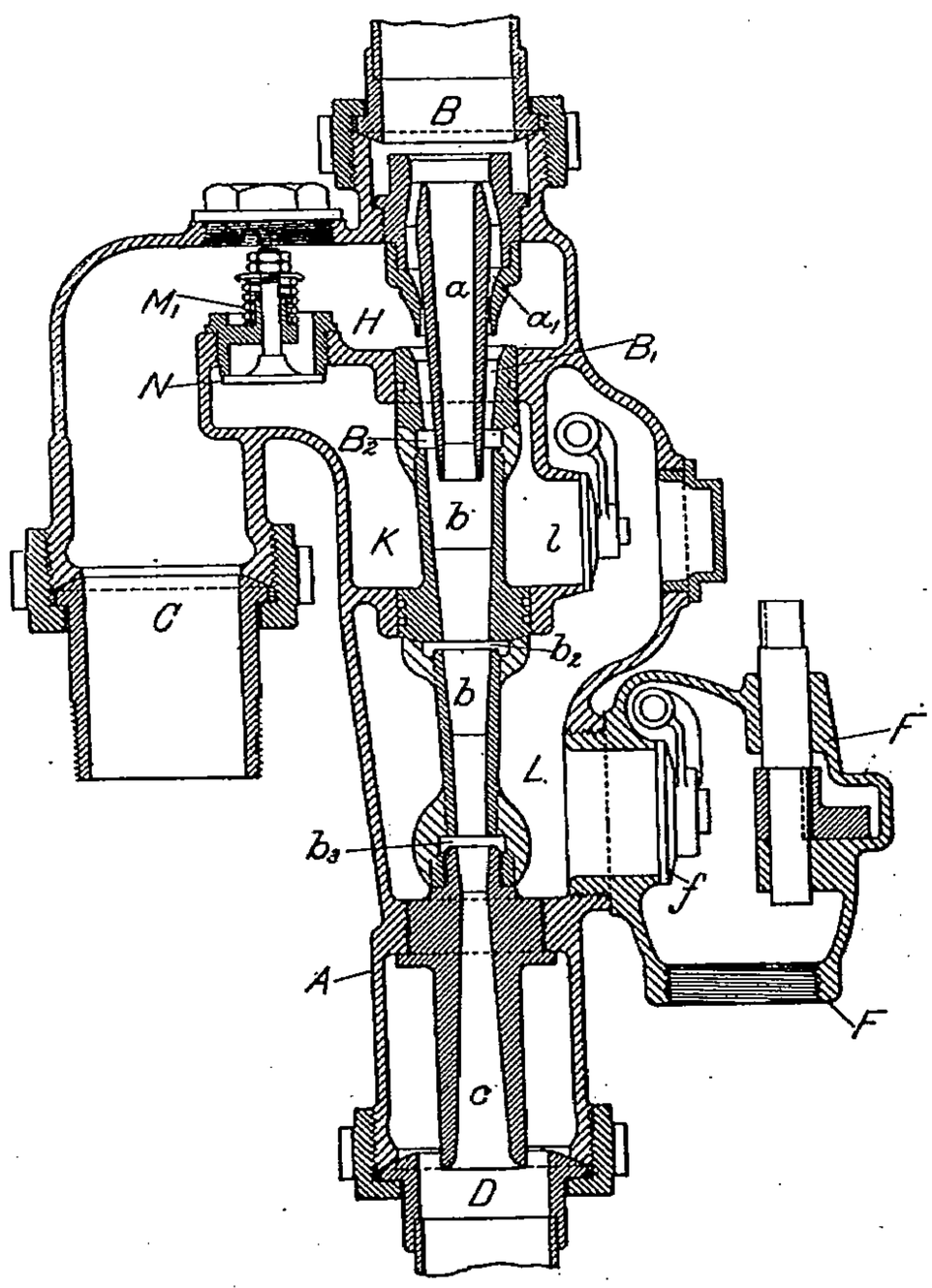


Fig. 57. — Injecteur *Kneas*.

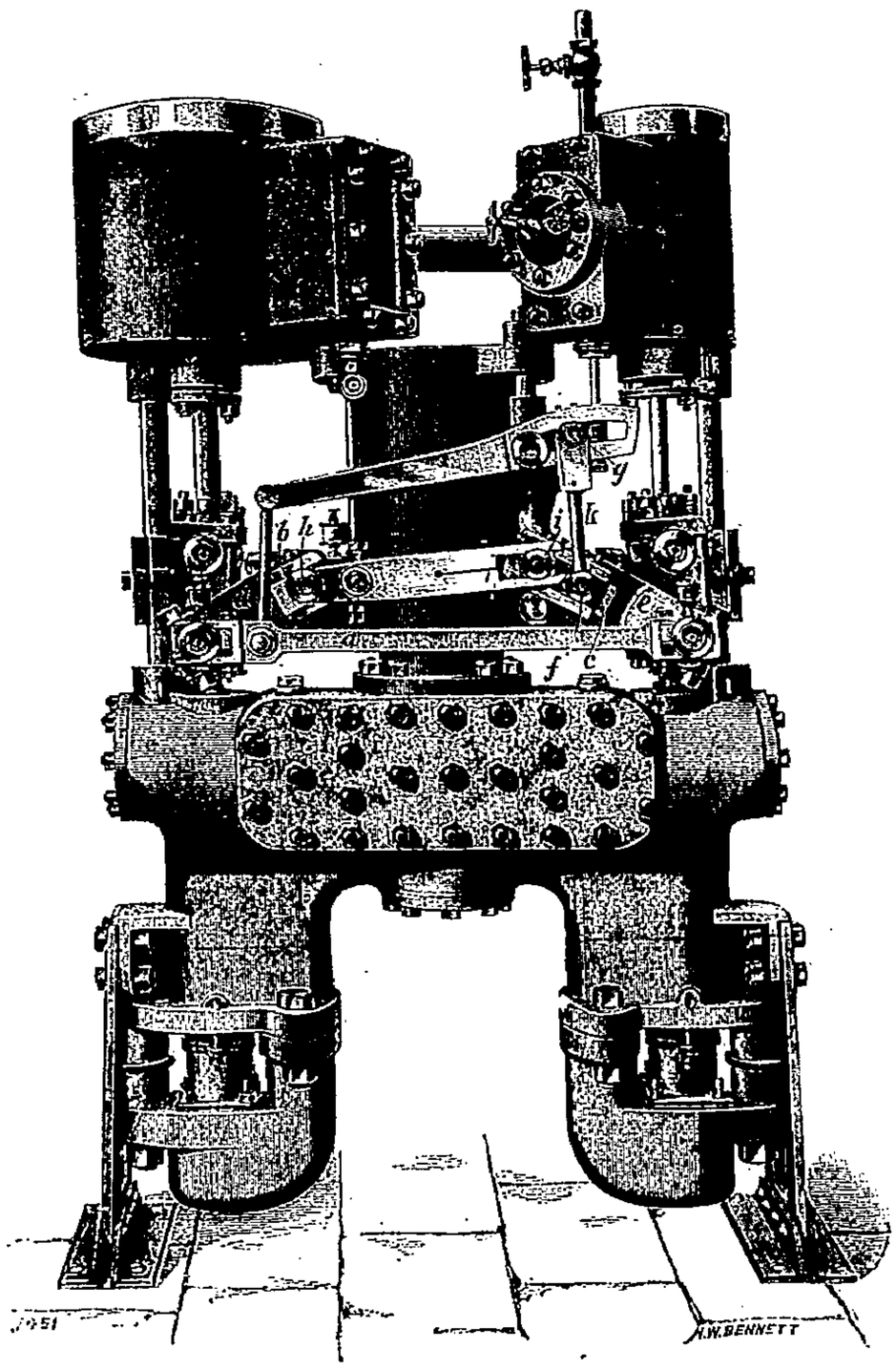


Fig. 58. — Pompe alimentaire *Heisler*.

inférieure à celle en K, N s'ouvre, et laisse l'eau pénétrer en *b*, par B^2, de manière à augmenter le débit de l'injecteur. Si la température de l'eau aspirée en C est supérieure à celle du trop plein, on ferme *f* par la came F, et l'eau, entrant par N, pénètre en *b* par B^2, sans passer par B', et sans être chauffée par la vapeur de *a'*, ce qui permet de marcher avec des eaux plus chaudes et entre des limites de pressions plus étendues, avec un réglage automatique. Construit par *Sellers*, Philadelphie.

Pompe alimentaire Heisler (*Engineering, 2 octobre, p. 467*). Du type décrit à la page 526 de la *Revue de Mécanique d'octobre 1900*. Cylindre à vapeur de 190 et 400 × 250 de course, plongeurs de 104 millimètres ; débit 660 litres par minute ; peut refouler contre une pression égale à celle de l'admission avec une détente de 12 ; dépense 13 kg. 6 de vapeur par cheval-heure. Une pompe à triple expansion avec cylindres de 180, 250 et 355 × 250 de course, et une paire de plongeurs à double effet de 100 × 250 a dépensé 11 kg. 7 de vapeur par cheval indiqué, sans condensation, avec une pression d'admission de 8 kilog. et une vitesse de piston de 0 m. 50 par seconde. Chacune des

tiges des pistons est reliée à des manivelles *d* et *e* (fig. 58) conjuguées par une bielle *d*, et les pistons sont décalés d'une demi-course, de sorte que, quand la pression tombe dans un cylindre, il est aidé par la pression dans l'autre, transmise par le renvoi *dae*. Le tiroir de haute pression est commandé, de *a*, par la coulisse *g*, reliée à *e* par la bielle *k*; le tiroir de basse pression est commandé par le levier *ih* monté sur *d* et *e*, et réglable en *b* et *c*; l'admission peut varier de $\frac{3}{8}$ aux $\frac{3}{4}$ de la course du petit cylindre. Le démarrage se fait très facilement ; la section des clapets d'aspiration est de 170 p. 100 de celle des plongeurs ; le réservoir d'air, entre les cylindres, sert d'entretoisement. Construite par la Compagnie Heisler, à Érié, Pensylvanie.

Régulateur d'alimentation Thornycroft et Bale (*Brevet anglais 4574 de 1903*). Le levier 1 (fig. 59) du flotteur est pivoté sur un des bras du levier 4, que l'on peut relever ou abaisser par la vis 7 de manière à faire varier l'ouverture de la valve d'alimentation 2, pour un abaissement donné

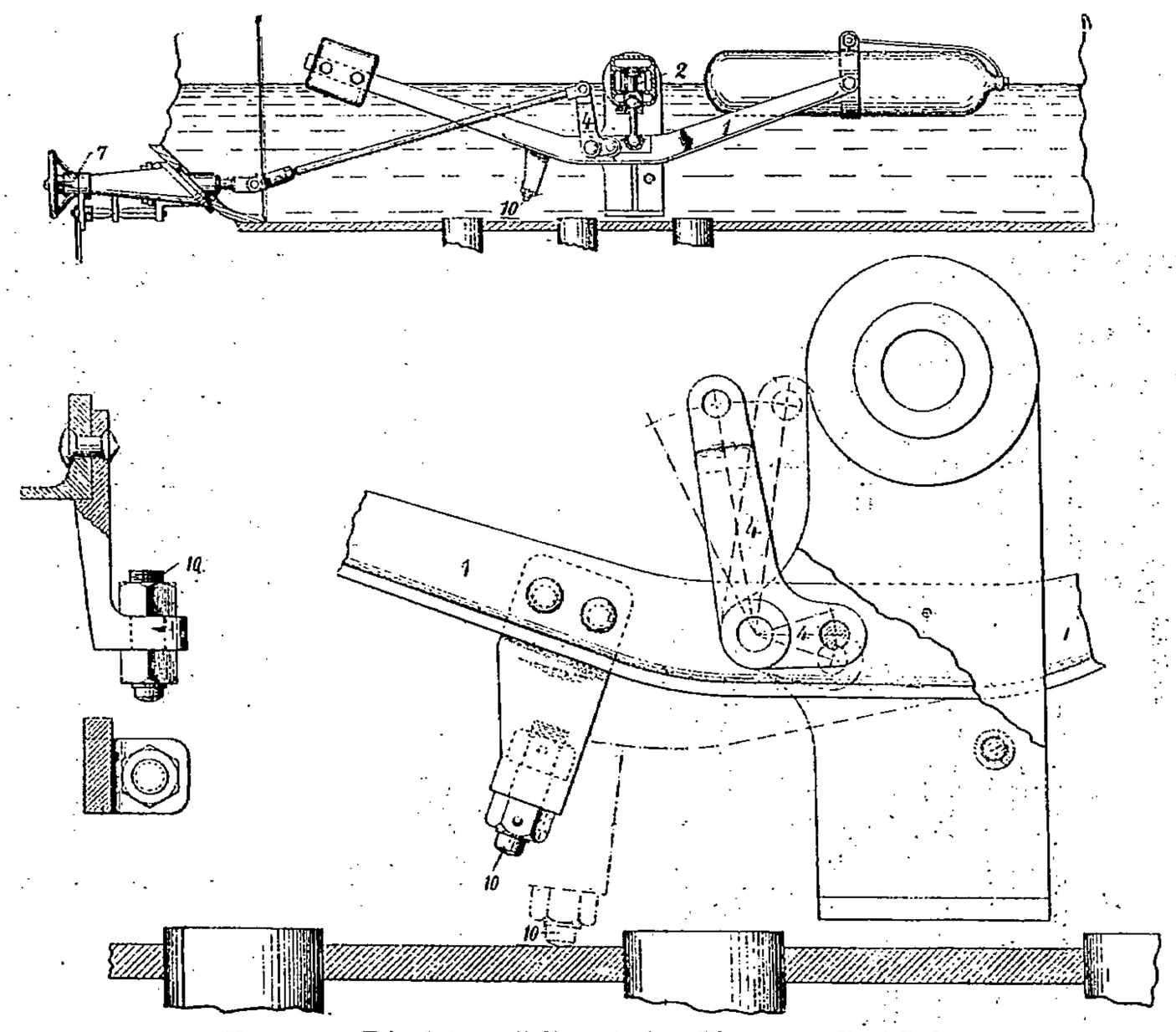


Fig. 59. — Régulateur d'alimentation *Thornycroft et Bale*.

du flotteur, suivant les besoins de l'alimentation; en outre, le levier 1 est pourvu d'un taquet 10, réglable de manière qu'au haut de course du flotteur, la valve 2 ne soit pas complètement fermée; cette dernière disposition permet de remplir complètement la chaudière d'eau, pour un essai par exemple.

Réchauffeurs d'alimentation dans les stations centrales (*The Engineer*, *29 janvier*, *p. 121*, et *Power*, *janvier-février*). Discussion au New-York Rr. Club à la station de 74e rue, à la *New-York rapid transit C°*, il y a 64 chaudières Babcox-Wilcox de 520 chevaux chacune, et 16 économiseurs Green, de 512 tubes chacun; chacun de ces économiseurs dessert 4 chaudières et peut en être séparé à volonté. Ses tubes ont 3 mètres × 116 mètres de diamètre, ce qui donne une surface de chauffe de 625 mètres carrés par économiseur, ou de 0 m² 3 environ par cheval ; la section de tirage entre les tubes est d'environ 20 centimètres carrés par cheval. L'eau d'alimentation est, avant son entrée dans les économiseurs, légèrement chauffée par les gouttes des séparateurs de vapeur des machines principales et par l'échappement des machines qui commandent les grilles mécaniques; il y a 4 cheminées de 5 m. 10 de diamètre intérieur × 84 mètres de haut, dont chacune dessert 16 chaudières. Le tirage est régularisé par 4 registres automatiques Spencer. L'essai du 15 août 1903 dura de 3 h. 45 à 9 h. 45 du soir; les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie des économiseurs étaient de 36 et 94°, élévation de température de 58° correspondant à une cession de chaleur de

58 calories par litre d'eau ; la température des gaz tombait de 285 à 145°. La chaleur nécessaire pour vaporiser à 11 kg. 6 un kilog. d'eau pris à 36° étant de 628 calories, l'économiseur économise 58/628 ou 9,18 p. 100 du combustible. Dans un essai du 19 août, en activant le tirage, porté à 22 millimètres d'eau au lieu de 17 millimètres, les gaz, entrés à 323° dans l'économiseur, en sortaient à 163°, tandis que la température de l'eau y montait de 34 à 96°, avec une économie de combustible de 9,76 p. 100 ; la perte de tirage dans l'économiseur était d'environ 6 millimètres d'eau. En somme, les économiseurs sont véritablement économiques dans ce cas ; en supposant du charbon à 15 francs la tonne et une dépense de 15.000 tonnes par mois, et en comptant 9,75 p. 100 pour l'amortissement et l'entretien des économiseurs, évalués à 105 francs par tube, ou a un prix total de 615.000 francs ; on économise ainsi environ 170.000 francs par an, ou 30,5 p. 100 de la dépense d'installation des économiseurs. En outre, l'eau chaude de l'économiseur constitue un volant de chaleur utile dans les cas de presse imprévus, elle atténue les contractions et dilatations des chaudières et en purifie en partie l'eau d'alimentation, notamment en les débarrassant de leurs sels calcaires.

Tirage forcé. Installation de Leipzgerstrasse, Berlin (*Engineering, 18 et 25 décembre 1903*). Il s'agit d'une station d'une puissance moyenne de 2.400 chevaux, installée dans d'anciens bâtiments

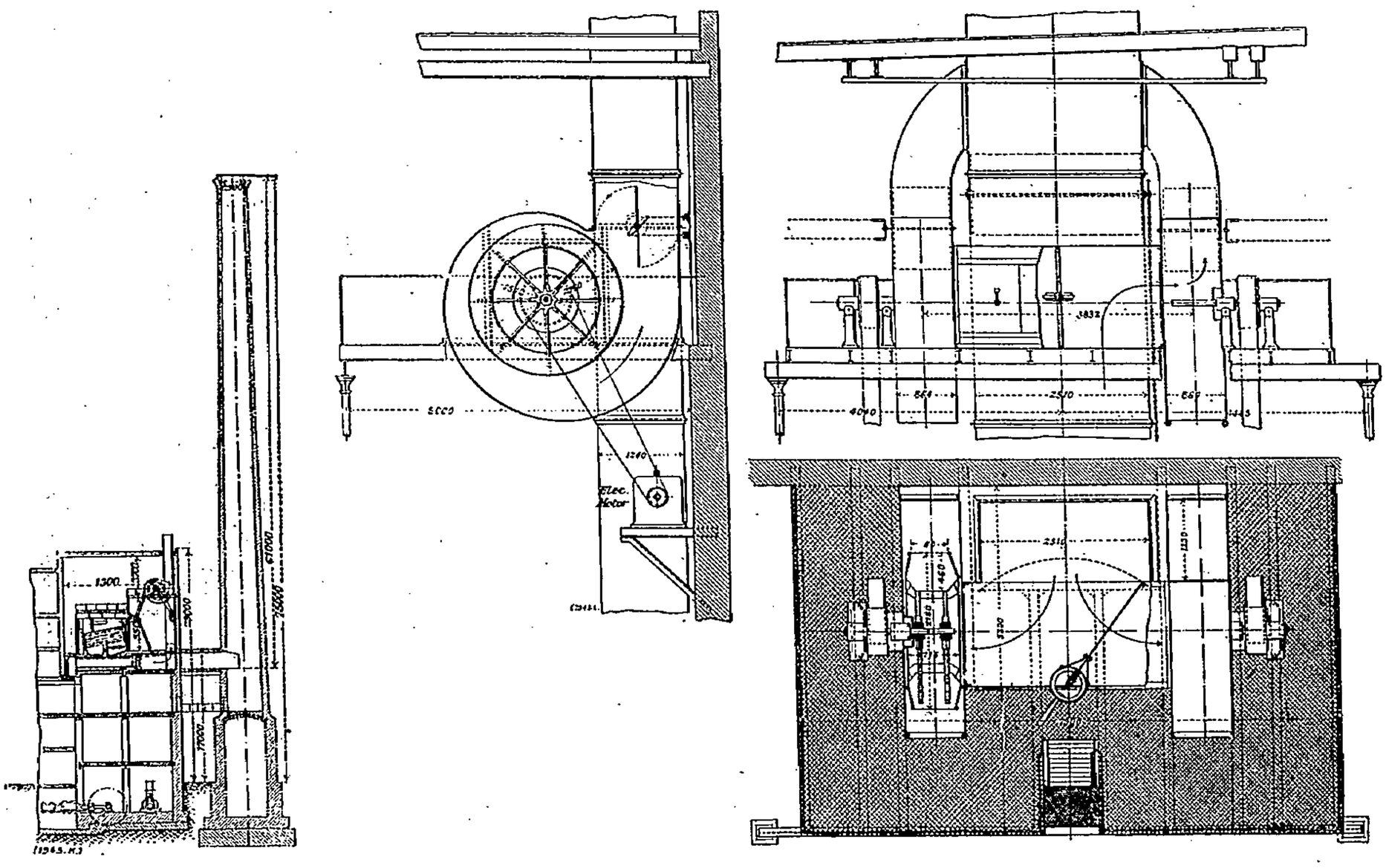


Fig. 60. Fig. 61.

en des circonstances très difficiles, avec (fig. 60) les machines motrices dans un sous-sol et les chaudières au troisième étage. Les chaudières à tubes d'eau sont au nombre de 6, dont 3 de 185 mètres carrés de chauffe chacune et 3 de 270 mètres carrés et surchauffeurs surchauffant de 70°. Il aurait fallu, avec le tirage naturel, une cheminée, indiquée à droite de la figure, de 75 mètres de haut et coûtant plus du double du prix de l'installation du vent forcé, qui s'est monté à 22.500 francs. Cette installation a été faite par la Compagnie Sturtevent, de Berlin ; elle comprend une petite cheminée indiquée sur la fig. 60, dont le tirage normal de 25 millimètres d'eau peut être poussé à 66 millimètres ; elle a 12 mètres de haut. Les deux ventilateurs aspirants sont commandés par des dynamos ; un seul d'entre eux peut, à 350 tours, enlever les gaz de la combustion de 2 tonnes de charbon par heure, en absorbant 18 chevaux ; la vitesse de la dynamo peut être augmentée de 15 p. 100 et réduite de moitié ; quand il faut forcer le vent, on fait marcher les deux ventilateurs. La cheminée a une section de 2 m. 51 × 1 m² 23, et est pourvue d'un registre fermé quand on marche au tirage forcé ; les gaz traversent alors les ventilateurs suivant les flèches de la fig. 61, un autre registre dirigeant ce gaz sur l'un ou l'autre de ces ventilateurs ou sur les deux à la fois. Diamètre des roues 2 m. 16, nombre des ailettes droites 8 ; l'arbre reçoit la poulie entre deux paliers

refroidis par une circulation d'eau. Les essais ont donné les résultats suivants : Essai avec 3 chaudières. Chauffe 810 mètres carrés, surchauffe 123 mètres carrés, grille 150 mètres carrés, pression de la vapeur 10 kg. 04, surchauffe 45°; alimentation par heure 9.400 kilogs à 79°; puissance calorifique du charbon 5.190 calories; dépense par mètre carré de grille et par heure 108 kilogs ; vaporisation par mètre carré et par heure ramenée à de l'eau prise à 0° et vaporisée à 100°, 11 kg. 5. Avec un seul ventilateur tournant à 217 tours; puissance de la dynamo 15 chx 4, à la poulie 10 chx 8; tirage au foyer 5 mm. 5 d'eau, au carneau 17,3, à l'entrée de la cheminée 18,45, avant le ventilateur, 26,9, après, 2 millimètres. Température au carneau 226°, avant le ventilateur, 181°; excès d'air au registre, 1,7 p. 100. Les dynamos absorbaient 1,56 p. 100 de la puissance totale des machines à vapeur alimentées par les chaudières; elles enlevaient, par heure, environ 28.000 mètres cubes d'air et de gaz à la pression moyenne de 25 millimètres d'eau. La dépense de force motrice est relativement grande, mais l'installation est faite pour des puissances occasionnelles de 2.100 chevaux au lieu des 1.230 de l'essai ; l'installation du tirage forcé a, en outre, permis de gagner un terrain très cher; et, d'autre part, le tirage forcé permet un meilleur emploi des réchauffeurs d'alimentation parce que le tirage y est indépendant de la température, et qu'il permet de régler facilement la combustion avec toute espèce de combustible.

Brûleur à pétrole Flannery et Boyd, Q. Finchurch. St., London (*Brevet anglais 10618 de 1903*).

Le pétrole arrive, par *b* (fig. 62) et la vapeur par *c* dans l'enveloppe *d*, divisée, par les cloisons *e*,

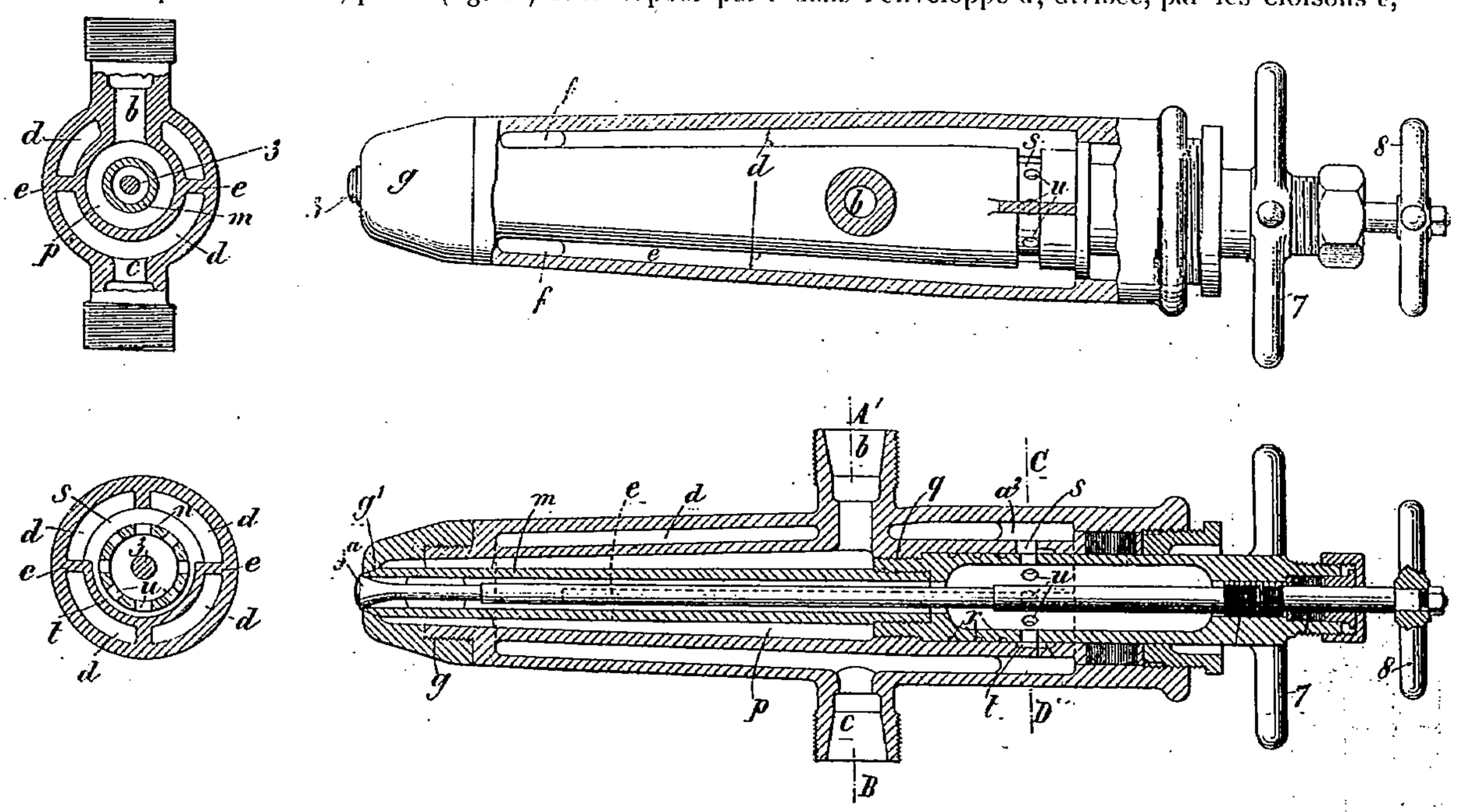


Fig. 62. — Brûleur à pétrole *Flannery* et *Boyd*.

en deux parties réunies par les ouvertures *f* par où la vapeur revient à droite pour sortir autour de l'aiguille 3 par a^2 *s t u m*. Le pétrole sort en une nappe *g'* autour du tube *m*, et la manette 7 permet de graduer *g'* en tournant le filetage *q* de *m*. La manette 8 permet de graduer le jet de vapeur en 3. Une garniture à gorges *r* empêche le pétrole de passer de *p* en *u*. L'avant du brûleur est protégé par un chapeau en acier *g*, facile à remplacer.

Brûleur au pétrole Johnstone, 103, Kingston road, Ilford (*The Engineer, 30 octobre, p. 431*).

La vapeur arrive par *d'* (fig. 63), traverse le serpentin *c* et sort, de *k'*, dans l'espace annulaire entre *g* et la tige *h*, où elle rencontre, à sa sortie, le pétrole amené de *m* et vaporisé sur le serpentin. Avec du pétrole de densité 0,965, de puissance calorifique de 10.800, on a vaporisé, ramené à 100°, 15 kg. 08 par kilog. de combustible, sous une chaudière Babcox-Wilcox de 93 mètres carrés de chauffe, 1 m² 86 de grille et d'une vaporisation normale de 1.360 litres par heure à 10 kg. 5; volume de la chambre de combustion entre la grille et les tubes du bas 1 m³ 25.

Indicateur de marche Kilroy (*Engineering, 2 octobre, p. 454*). Un courant envoyé dans le circuit AA (fig. 65) traverse l'un ou l'autre des électro-aimants B et C (fig. 65 et 66) qui commandent, par leur armature D, le disque de cuivre E, tournant dans le champ de l'électro F, et qui agit comme un frein de Foucault ; les électros B C et F sont en série, de sorte que le rapport de la résistance du frein à l'attraction de B et de C reste sensiblement constant malgré les variations du

voltage. Un commutateur G (fig. 67) commandé par l'armature D, fait passer le courant alternativement dans l'un puis l'autre des électros B et C, et dirige aussi les courants qui commandent les

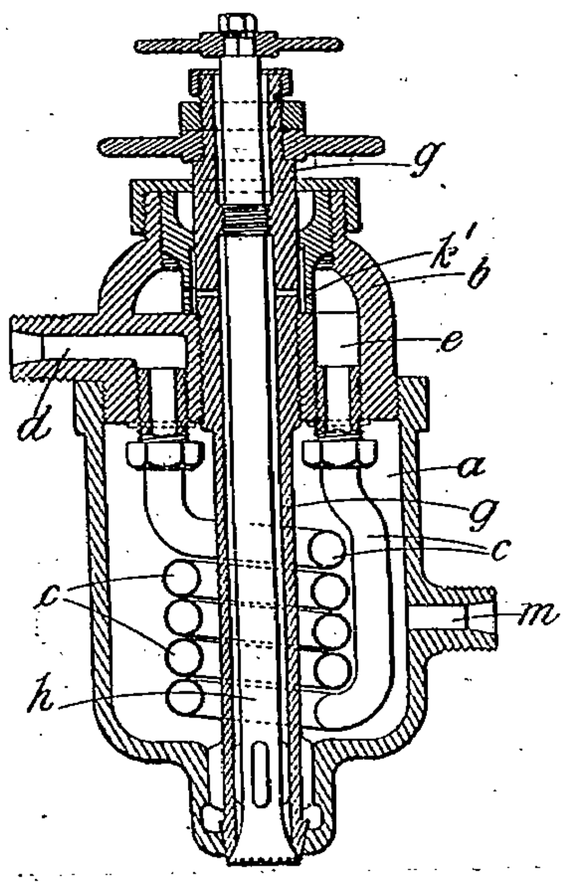


Fig. 63. — Brûleur de pétrole *Johnstone*.

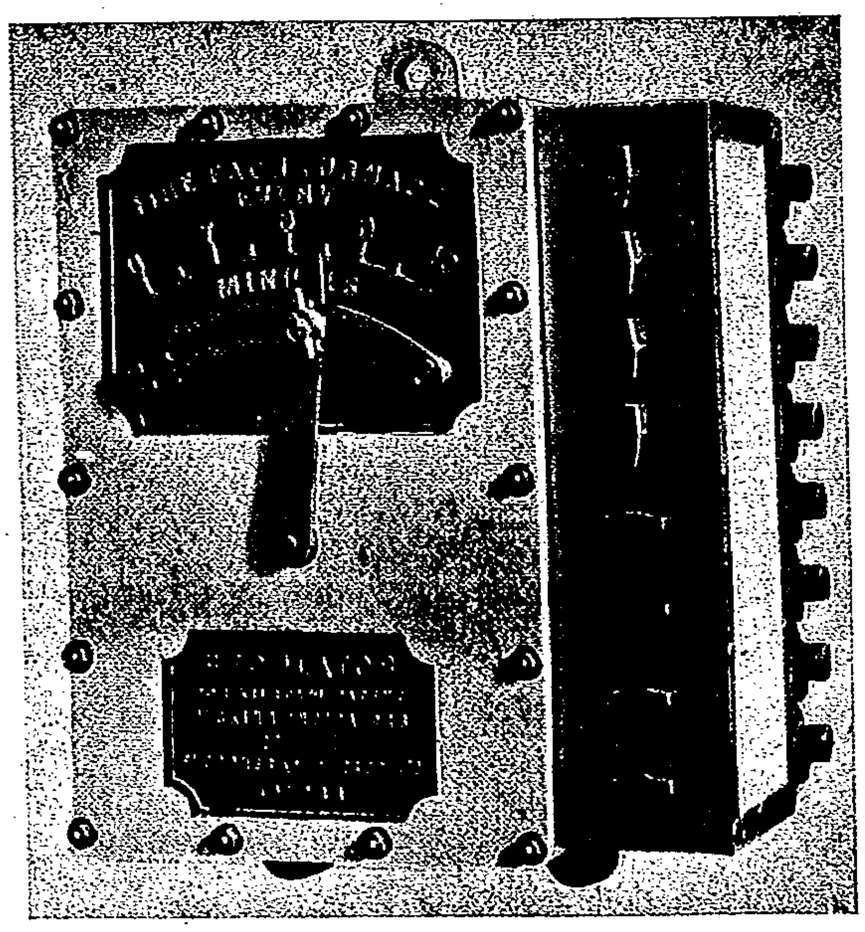


Fig. 64. — Indicateur de marche *Kilroy*.

indicateurs de la chambre de chauffe; les étincelles de rupture sont évitées par les résistances H et le condensateur J (fig. 65); la résistance en dérivation K permet de faire varier la résistance du frein. L'axe L de l'armature D entraîne le disque M, à jante en deux pièces N et bras O, relié au

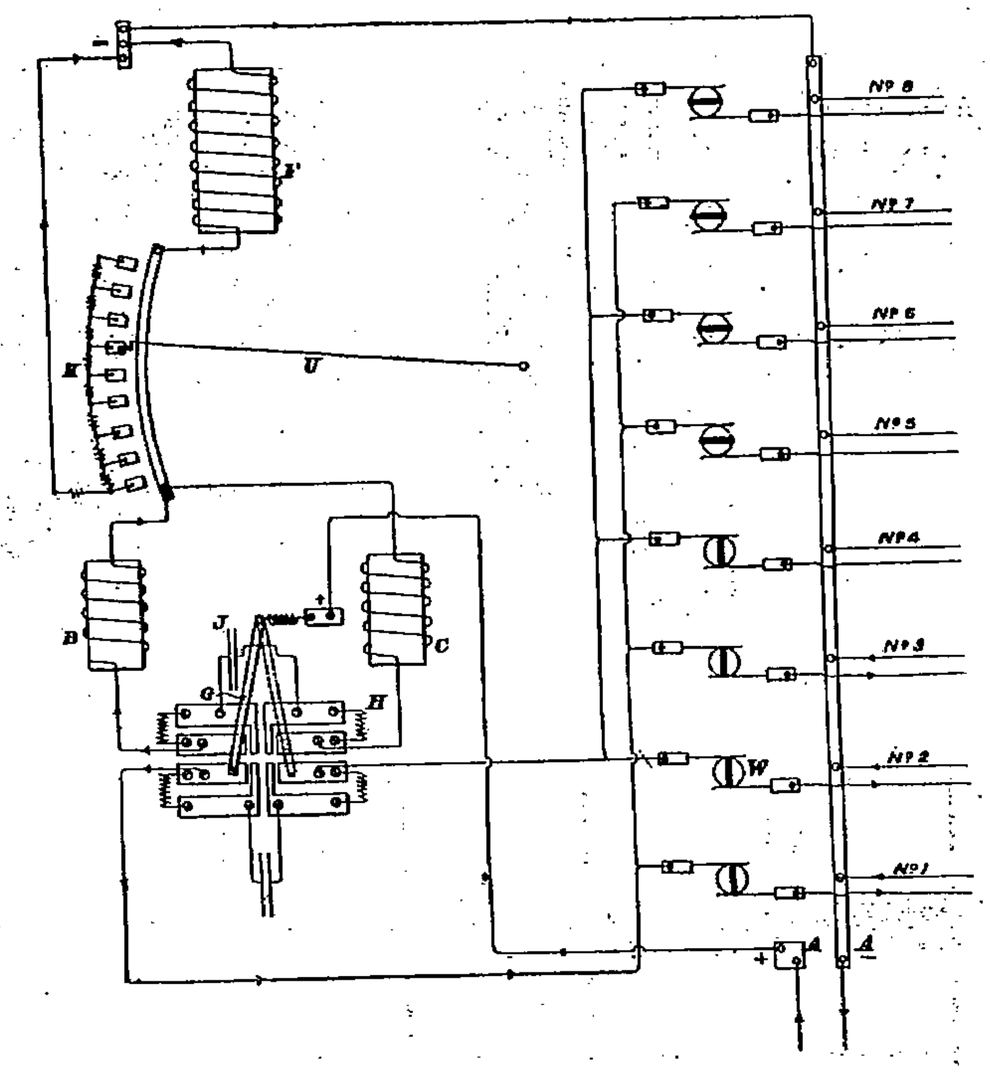


Fig. 65. — Indicateur de marche *Kilroy*.

commutateur G par des ressorts P, qui le font osciller vivement entre les butées de sa fourche R sur la jante N et sur les contacts T et S correspondants à B et C. La position de l'aiguille U (fig. 64 et 67) sur le quadrant des résistances K détermine, comme nous l'avons dit, la vitesse de marche

du frein et par conséquent la durée de l'intervalle de chargement des grilles des foyers commandés par l'appareil, au moyen des indicateurs de chargement qui lui sont reliés (fig. 70). Chaque fois

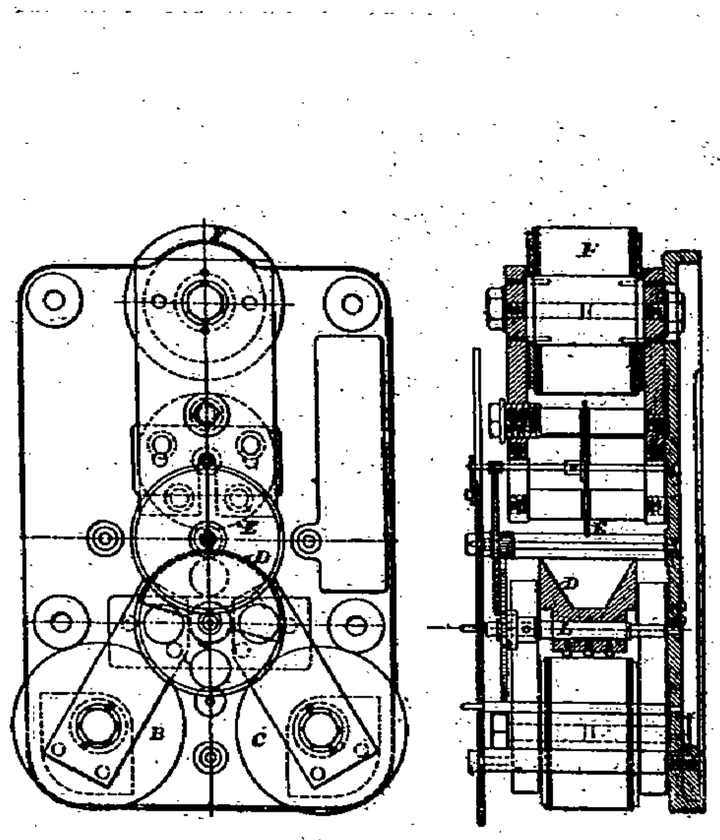


Fig. 66.

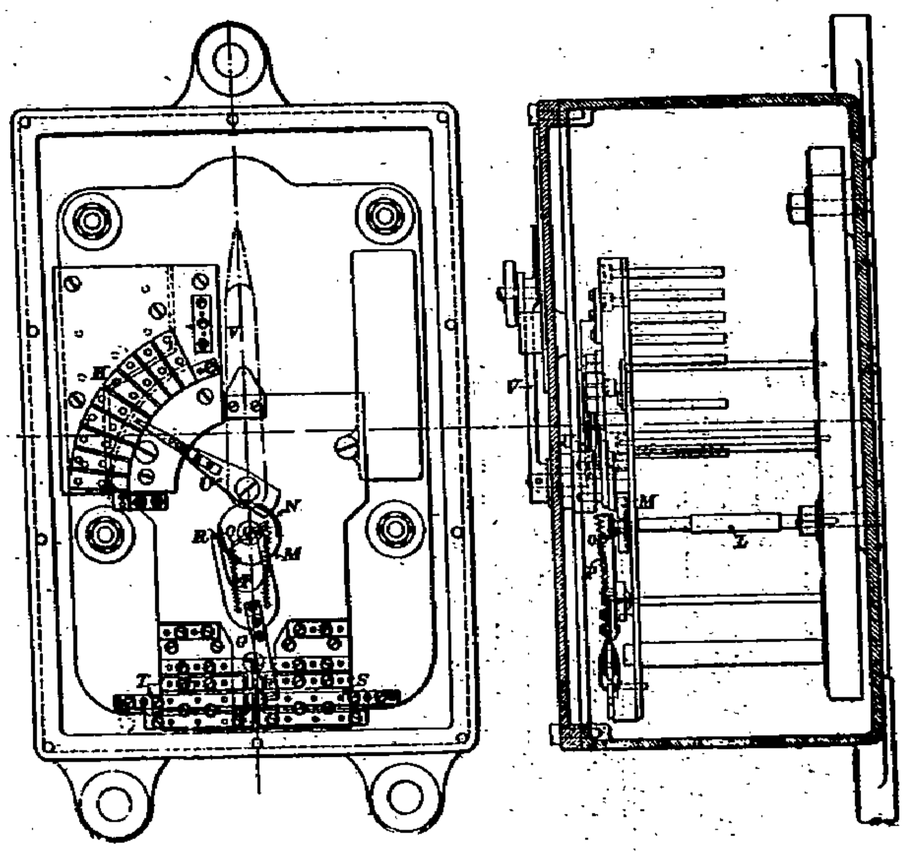


Fig. 67.

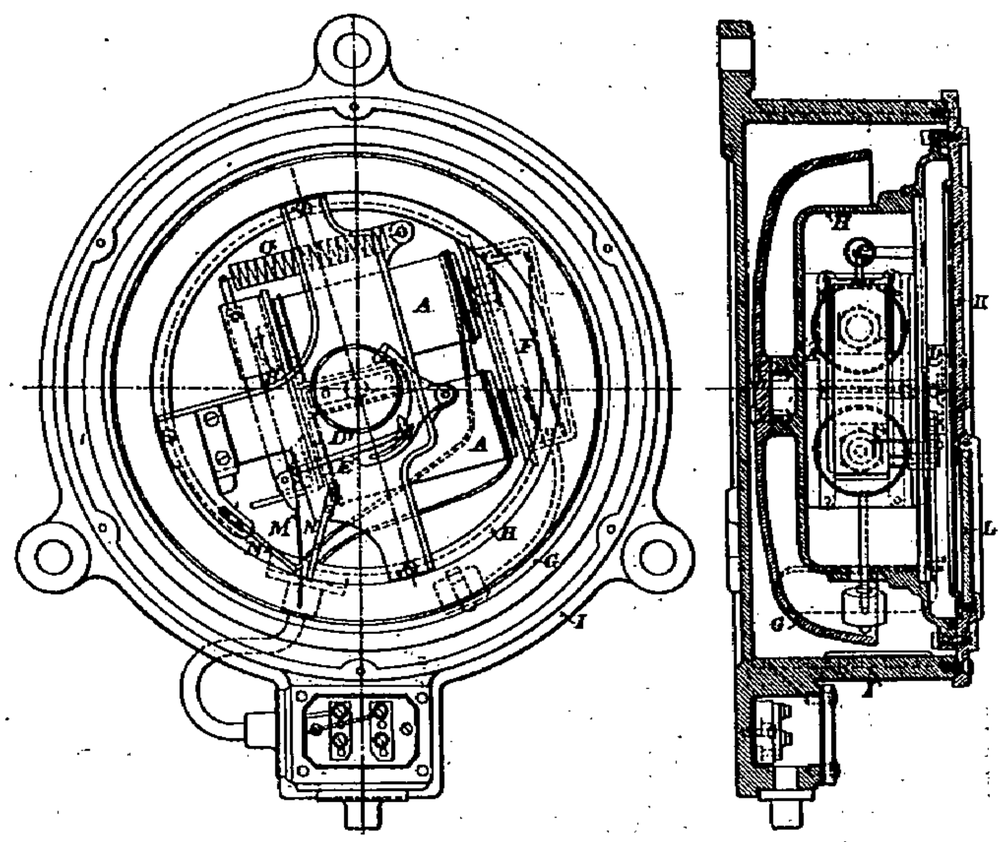


Fig. 68.

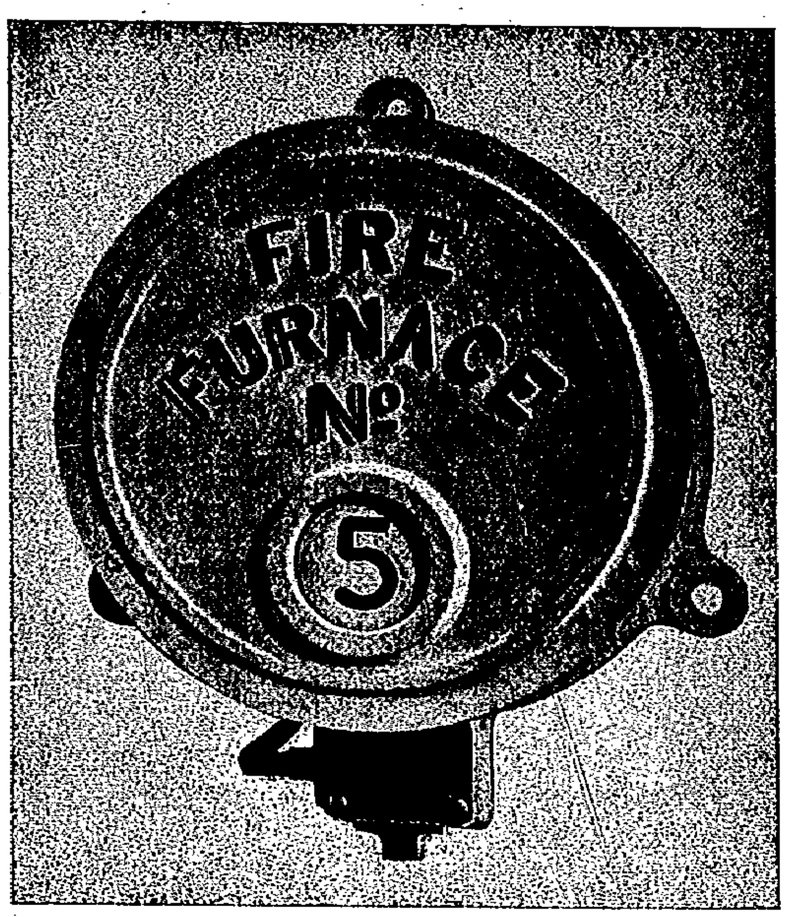


Fig. 69.

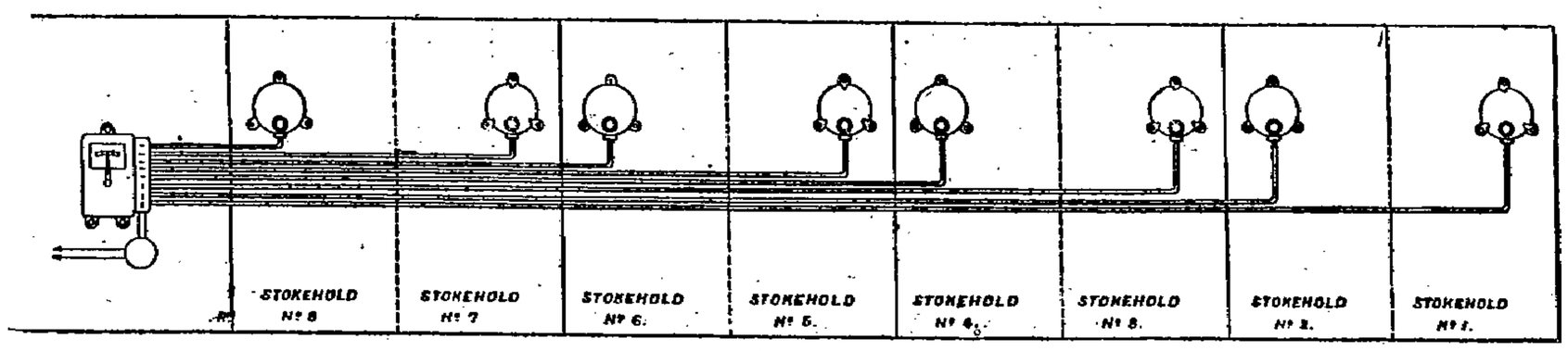


Fig. 70.

que le courant passe dans les électros AA (fig. 68) de l'un de ces indicateurs, son armature B, attirée malgré son ressort C, commande, par le cliquet E, le disque D, qui porte des chiffres indi-

cateurs correspondant à chacun des foyers ; en même temps que ce chiffre apparaît, comme en fig. 69, l'armature F frappe une sonnerie G ; le cliquet E a son ressort M contrôlé par les butées N de manière qu'il s'insère puis se retire alternativement de la roue D. Le commutateur W (fig. 65)

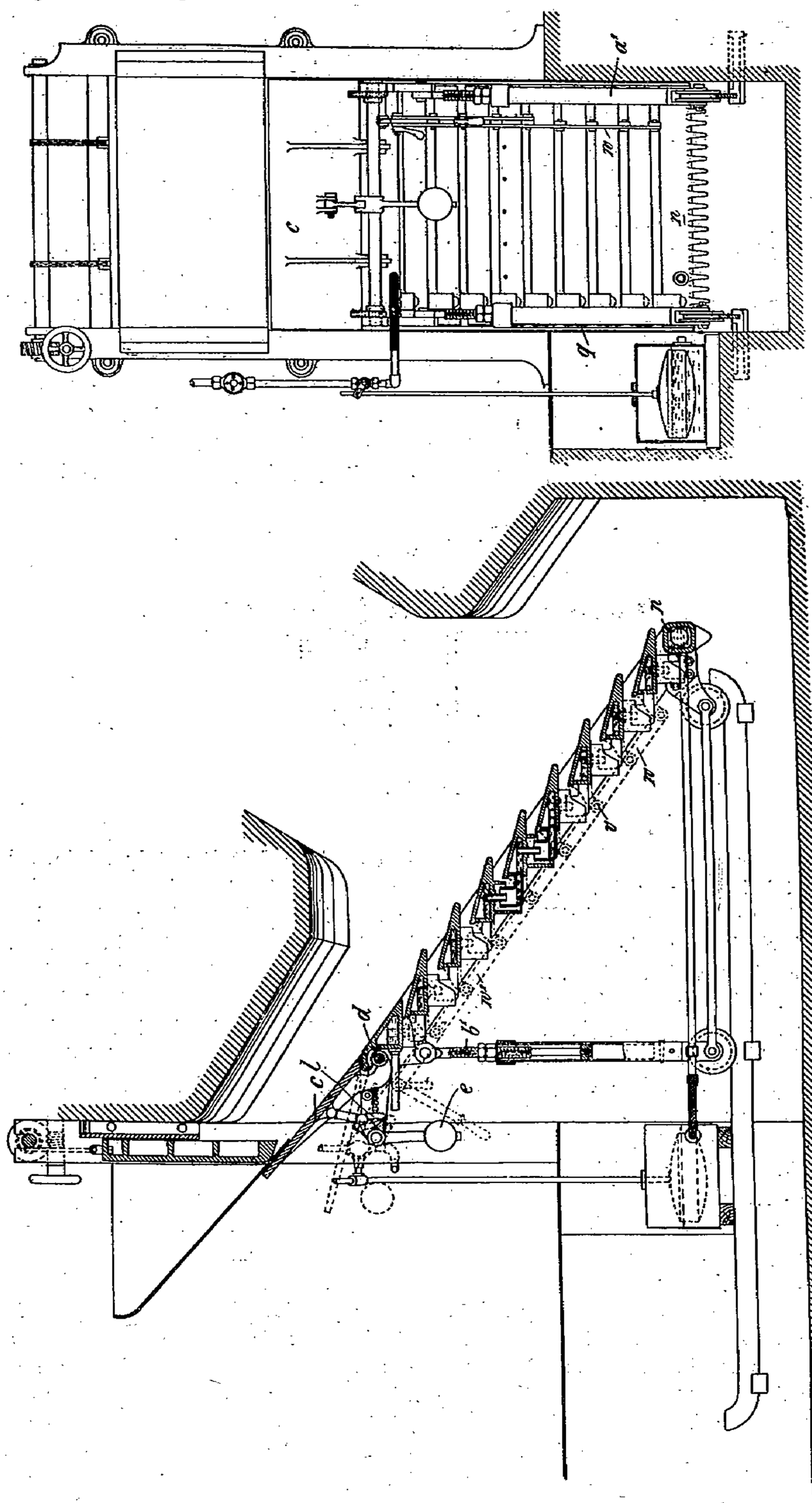


Fig. 71. — Grille Hartmann.

permet de retirer du circuit un indicateur sans emploi. Cet appareil une fois réglé, indique donc, par les sonneries et les numéros correspondants, les époques de chargement des grilles des différents foyers, dont le service se fait ainsi régulièrement et au commandement du mécanicien qui règle les

indicateurs; il convient tout particulièrement pour les chambres de chauffe des grands paquebots. Construit par *Evershed et Vignoles*, Chiswick-Londres, et adopté sur plusieurs navires de la marine.

Grille de la Sachsische Maschinenfakrik Hartmann (*Brevet anglais 5071 de 1903*). Grille à gradins avec barreaux creux *p* (fig. 71) à circulation d'eau par *tsu* (fig. 72) avec *u* la protégeant des cendres, et fournie, en *n*, par un réservoir à flotteur qui en indique la dépense. Les barreaux sont oscillés autour de leurs pivots *q* par des tringles *w* et *w'*, articulées en *v*, et commandant séparément l'une les barreaux du haut et l'autre ceux du bas de la grille, de manière à modérer le tirage à volonté au haut ou au bas de la grille. L'ensemble de la grille est porté par un chariot, et son inclinaison peut se régler par la vis *b'*. L'inclinaison de la plaque d'entrée *c* peut aussi se régler autour de *d* par le contrepoids *e*, à rochet *l*; dans la position pointillée, elle permet le décrassage de la grille.

Foyers à combustibles pulvérisés, d'après M. **H. J. Travis** (*Power, mars p. 168*). Pour obtenir les meilleurs résultats, le charbon pulvérisé doit pouvoir passer dans des tamis à mailles de finesse comprises entre 1.500 et 6.000 au centimètre carré. Ce broyage se fait soit à part dans de grands broyeurs spéciaux, soit par des appareils attenants au foyer et qui reçoivent le charbon en noisettes. Cette poussière de charbon doit être envoyée au foyer intimement mélangée à juste le volume d'air nécessaire pour la brûler; on peut ainsi arriver à brûler les 30 p. 100 environ d'hydrocarbures des charbons bitumineux plus complètement que sur les grilles ordinaires. Les charbons qui ne renferment que très peu de matières volatiles se brûlent très difficilement dans les foyers à charbons pulvérisés parce que le charbon pur exige une température de combustion fort élevée et brûle plus

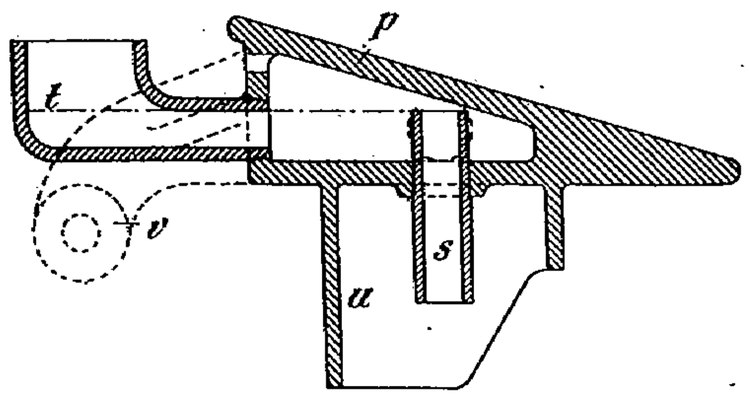


Fig. 72.

lentement que les charbons gras. Le tirage de la cheminée doit être très faible, même avec des combustions très intenses, l'air nécessaire à cette combustion étant forcé par l'appareil pulvérisateur. On évite ainsi les pertes par excès d'air. L'un des appareils les plus anciens est celui de **Wegener** (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, avril et mai 1896, pp. 556 et 745. Revue de Mécanique, août 1898, p. 208*) qui n'emploie pas de ventilateur et n'a d'autre tirage que celui de la cheminée. Il a donné d'excellents résultats : des rendements de chaudières de 80 p. 100, mais sa puissance ne dépasse guère une combustion de 100 kilog. de charbon par heure parce qu'il est impossible de régler le tirage de manière à distribuer une grande quantité de poussières sans forcer ce tirage. En outre, dans ce système, le charbon est pulvérisé d'avance et emmagasiné, ce qui constitue un danger en raison de l'inflammabilité spontanée des poussières de charbon. L'appareil de **Westlake** (*Revue de Mécanique, avril 1901, p. 449*) fonctionne aussi par le tirage de sa cheminée seul et avec du charbon pulvérisé d'avance; il présente les mêmes inconvénients que le Wegener. L'appareil de **Pinther** présente les mêmes défauts. Le système **Schwartzkopff** (*Bulletin de la Société d'encouragement, mai 1896, p. 743, et Revue de Mécanique, mai 1899, p. 535*) est l'un des plus simples et des plus pratiques; il distribue la poussière de charbon sur la grille indépendamment du tirage de la cheminée, mais il exige un maniement préalable du charbon pulvérisé, et l'oxygène nécessaire à la combustion est fourni par un tirage d'aspiration. L'appareil **Day** ou **Idéal** (*Revue de Mécanique, octobre 1899, p. 430*) broie et pulvérise lui-même son charbon, mais pas assez fin pour les charbons non bitumineux; son concasseur-broyeur est compliqué; il n'a pas eu de succès. L'appareil de l'**Engineering and Powdered Fuel C°** de Philadelphie (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, juillet 1901, p. 144*) a donné d'excellents résultats, mais avec des dispositifs trop compliqués, exigeant une installation d'air comprimé. L'appareil **Ruhl** (*Bulletin de la Société d'encouragement, février 1897, p. 291*) est (fig. 73) alimenté par l'élévateur A de charbon en poudre placé dans le trémie O qu'il verse dans l'auge *p*, où il est constamment agité par les vis *nn*, et distribué, par les tiroirs *l*, réglables par les manettes *m*, aux chutes *kk'*, dans les tubes *dd*, où est aspiré l'air nécessaire à la combustion. Cet appareil peut suffire à des combustions de 75 kilog. par heure, tel qu'il est représenté en fig. 73. L'appareil **Cyclone**, où

le charbon est broyé par une sorte de broyeur Carr, puis aspiré par un ventilateur au travers de ce broyeur et refoulé avec l'air dans la chaudière, est assez simple, mais exige une grande puissance.

Utilisation des chaleurs perdues des fours tournants à ciment dans les chaudières, d'après M. **R. C. Carpenter**[1] (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, mars 1904, p. 230*). Aux usines à ciments de A. Cayuga Lake, avec 4 fours produisant 600 barils par jour, on dériva les gaz de deux de ces fours sur une chaudière verticale de 280 mètres carrés de chauffe, que l'on essaya comparativement à la même chaudière chauffée uniquement par sa grille, et on constata, sur la chaudière aux gaz, une production de vapeur équivalente à 406,8 chevaux, dont 264 produits par les gaz de ses deux fours à ciment et le reste par sa grille. Les gaz des fours étaient trop chargés d'acide carbonique pour

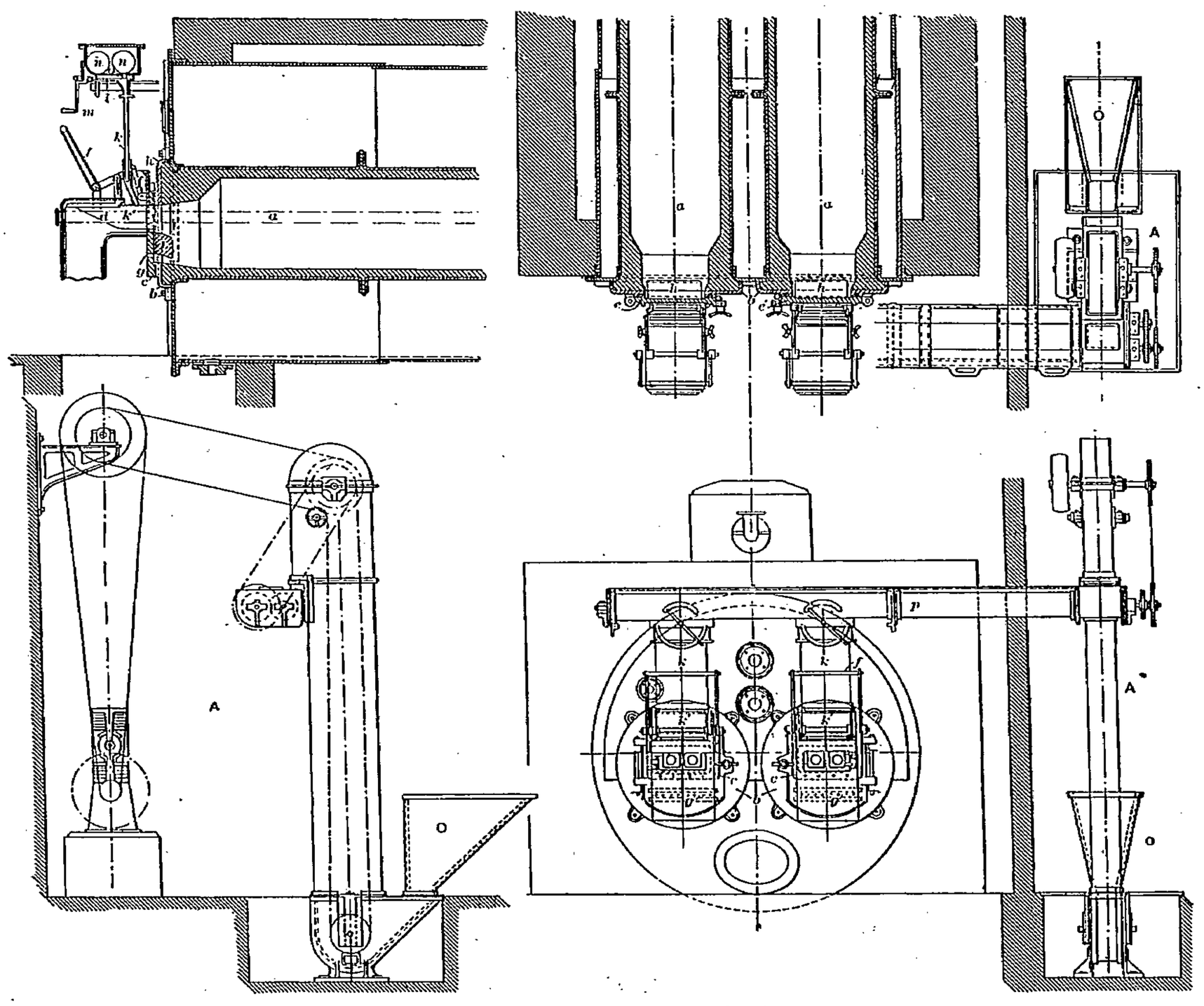


Fig. 73. — Foyer à charbon pulvérisé *Ruhl*.

aider à la combustion des gaz de la grille. Les fours employaient un excès d'air d'environ 44 p. 100 ; on y dépensait, par heure, 850 kilog. de charbon pour une production de 3.650 kilog. de clinker ; l'air chauffé par les scories chaudes entrait au four à 250°, et en sortait à environ 980°. La température du four variait de 1.290 à 1.630° ; les gaz sortaient de la chaudière à 295° et de l'économiseur à 177°. Dans ces fours, on voit que l'on réalisait une certaine économie en faisant passer l'air d'abord sur les scories chaudes, mais il fallut y renoncer en raison de l'encombrement de ce régénérateur, qui ramenait des poussières dans le four et endommageait les élévateurs de clinker. Les poussières entraînées sur les surfaces de chauffe de la chaudière, au taux de 2 kilog. environ par heure, obligent à les nettoyer au jet de vapeur environ toutes les 5 heures, et on a, depuis, rendu ce nettoyage très facile dans d'autres installations. En somme, sur les 51,2 p. 100 de la chaleur de combustion perdus au four, on en utilisait 70 p. 100 à produire de la vapeur, ce qui est un résultat des plus remarquables.

Manomètres Schaeffer-Budenberg (*Brevet anglais 3400 de 1903*). Le tube *b* et l'aiguille *d* (fig. 74) sont plongés dans de l'eau glycérinée, qui les empêche de participer aux vibrations des l'appareil sans nuire à la liberté de leurs mouvements en réponse aux variations des pressions. La

1. *Sibley journal of mecanical engineering*, mars, p. 223.

boîte, que l'on remplit en J, est fermée à l'arrière par un diaphragme *l*, qui permet les dilatations du liquide, et, à l'avant, par un verre *f*, avec cloison perforée graduée *e*. La fig. 75 représente l'application de ce principe à un manomètre à membrane de Vidi. (*Brevet anglais 476 de 1903*). Le tube d'acier *a* (fig. 75) est doublé, à l'intérieur, d'un tube de cuivre *bc*, sans contact intime avec *b*, de manière à éviter toute action électrolytique et interférence dans le jeu de *b* sous l'influence des variations de pression.

Sécheur de vapeur Babbage, 27 Mysydd terrace, Landore, South Wales (*Brevet anglais 15337 de 1902*). Très simple ; la vapeur passe de *b* aux trous de sortie *k* (fig. 77) suivant les flèches et l'eau s'évacue en *g*.

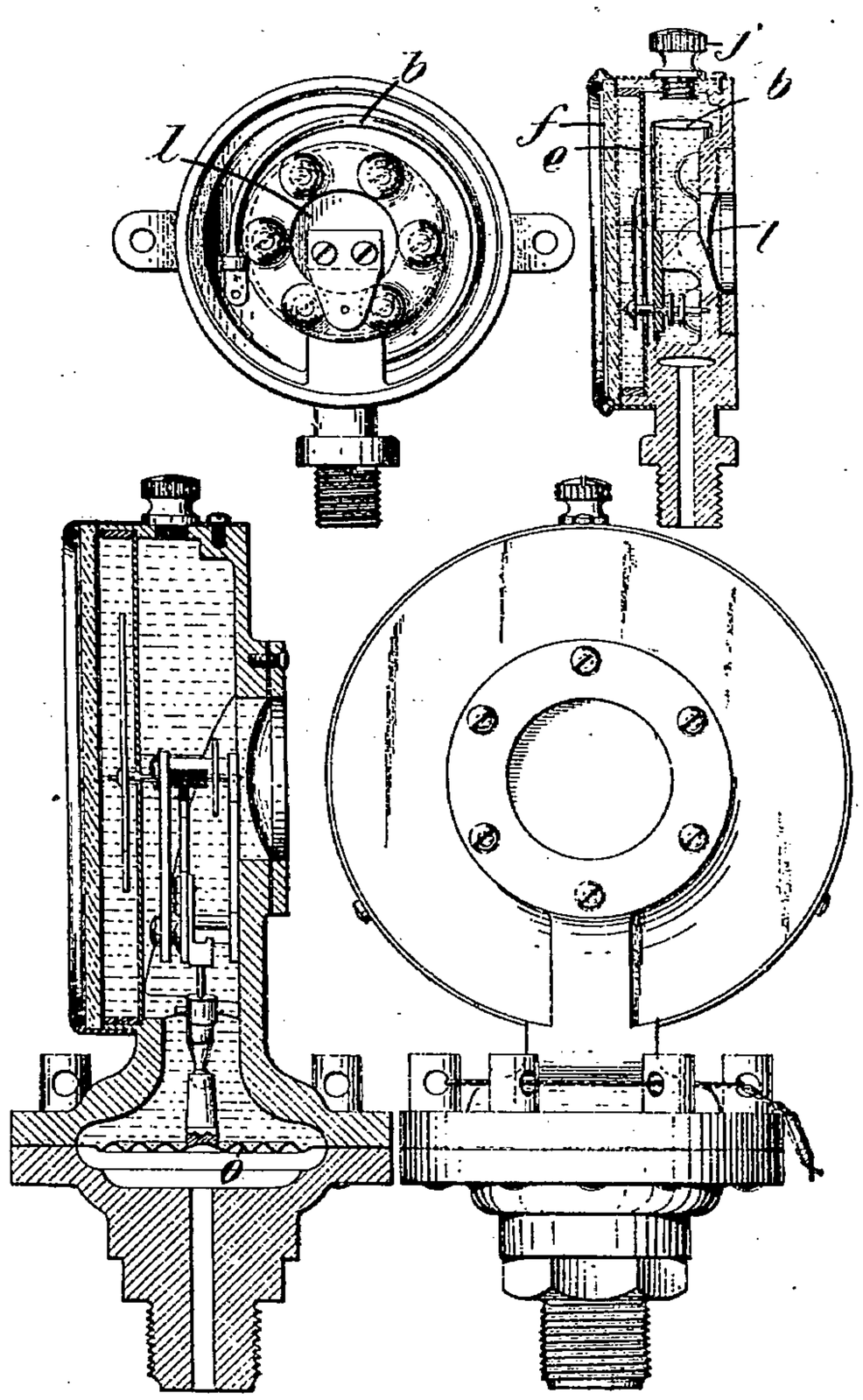


Fig. 74 et 75. — Manomètres *Schaeffer-Budenberg*.

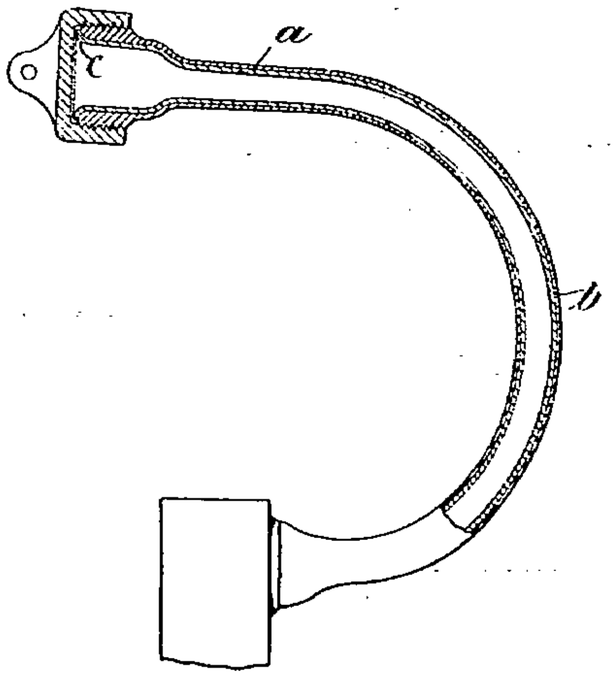


Fig. 76.
Tube de manomètre *Schaeffer-Budenberg*.

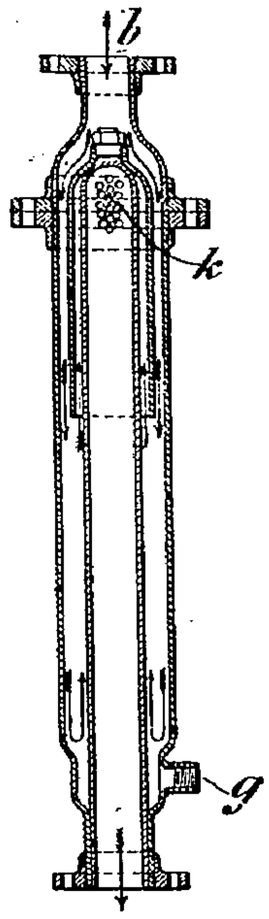


Fig. 77. — Sécheur de vapeur *Babbage*.

Surchauffeur Schwœrer [1] (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, mars 1904*). Rapport de M. **Brull.** Après de laborieux efforts, M. Schwœrer, partant du système de surchauffeur en fonte adopté par Hirn, est arrivé à créer des types variés d'appareils qu'il approprie aux diverses applications. Tantôt l'appareil est logé dans le fourneau du générateur ou dans un carneau de façon à recevoir l'action des premiers produits de la combustion, tantôt il comporte un foyer spécial et constitue une installation isolée. Les longueurs et les calibres des tuyaux qui le constituent varient aussi dans des limites assez étendues suivant les applications. Mais, dans tous les cas, l'appareil se compose de tubes droits, coulés en une fonte résistant bien à la chaleur, de forte épaisseur, ayant jusqu'à 3 mètres de longueur, garnis de saillies transversales à l'extérieur, d'ailettes et de creux longitudinaux à l'intérieur, réunis par des raccords

1. *Revue de Mécanique*, août 1897, p. 721

demi-circulaires. Les éléments pèsent environ 300 kilog. par mètre. Les joints sont formés par d'épaisses brides entre lesquelles de forts boulons compriment dans des rainures circulaires un anneau d'acier de section en losange. L'ensemble forme ainsi un serpentin horizontal ou vertical suivant les cas. L'appareil reçoit généralement un purgeur, une soupape de sûreté et un thermomètre à la sortie de la vapeur surchauffée. On voit que les éléments sont combinés de façon à présenter une grande surface d'action aux gaz qui les chauffent et à la vapeur qui les parcourt, qu'ils offrent une grande masse qui fait office de magasin de chaleur et dispense de tout autre procédé de réglage. L'appareil est de faible encombrement, à dilatation libre ; il peut prendre toute disposition d'ensemble adaptée à l'ensemble disponible. Ce surchauffeur résiste pendant des années à l'usure et n'exige que peu d'entretien. Il se nettoie extérieurement à l'aide d'un jet de vapeur. M. Schwœrer a produit de nombreux témoignages de satisfaction des industriels chez lesquels il a installé son appareil. Nous avons eu aussi sous les yeux plusieurs procès-verbaux d'expériences comparatives établissant l'économie de vapeur et l'économie de combustible obtenues dans divers cas par l'application de ce surchauffeur. Mais il n'y a pas lieu, croyons-nous, de rappeler ici ces résultats, parce que l'avantage de la surchauffe, bien reconnu de tous actuellement, est extrêmement variable suivant les conditions au milieu desquelles elle

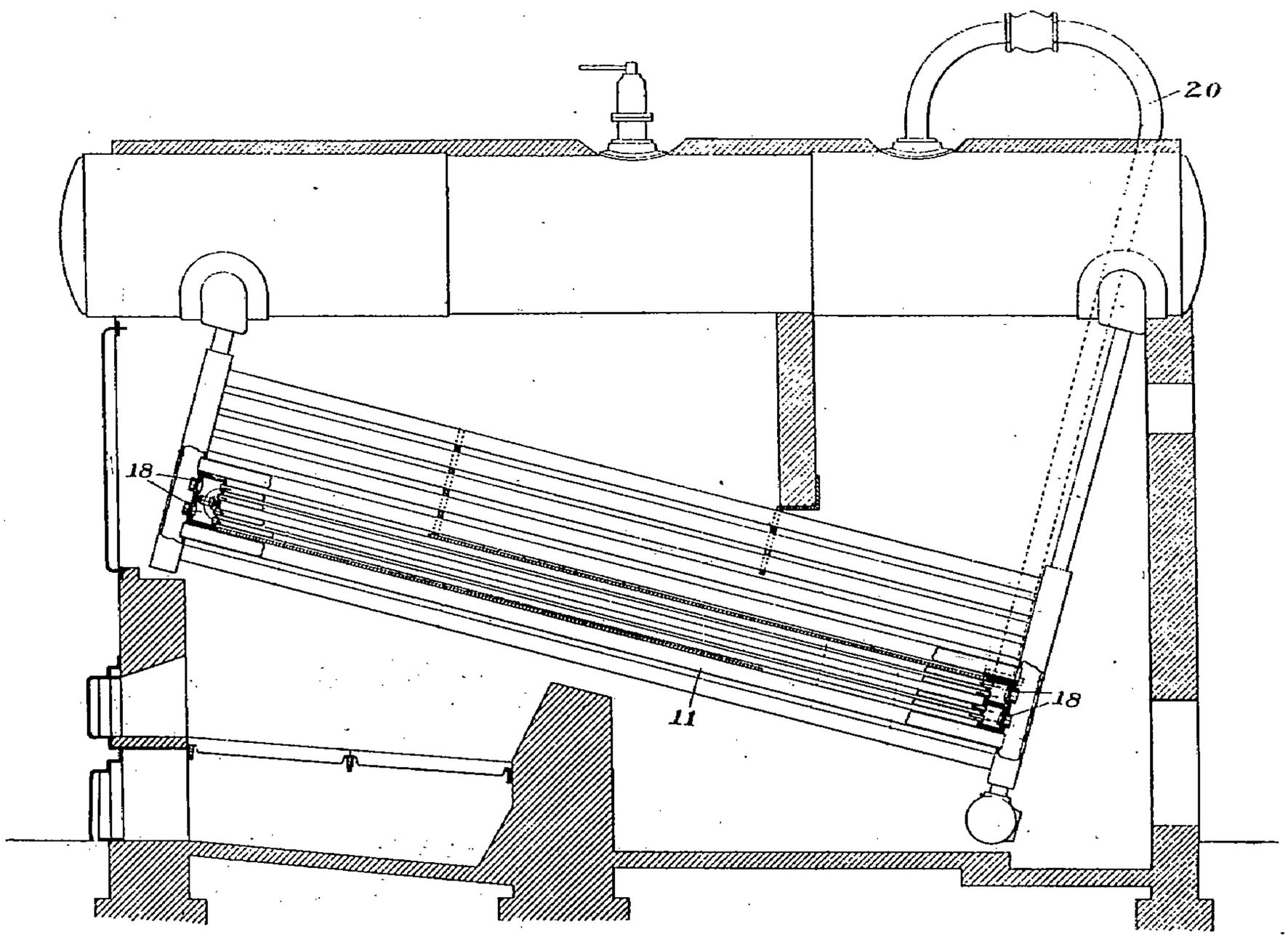


Fig. 78. — Surchauffeur *Stirling*.

intervient. On voit que M. Schwœrer, élève et continuateur de Hirn, a réussi, par un travail persévérant de plusieurs années, à matérialiser, à introduire largement dans la pratique une des maîtresses conceptions de cet illustre novateur, et qu'il a rendu un puissant service à l'industrie.

Surchauffeur Stirling (*Brevet anglais 24489 de 1903*). La vapeur traverse le surchauffeur 18 (fig. 78) de 20, suivant les flèches, et la surchauffe est d'autant plus intense que l'on a plus diminué le nombre des tubes de vapeur 11 entre le foyer et le surchauffeur, sur lequel les flammes sont dirigées par les déflecteurs. Construit par la *Stirling C°*, de Chicago.

Tube de niveau Wood (*Engineering, 8 janvier, p. 8*). Les deux soupapes AE et BD (fig. 79) sont reliées par une tige de verre C, serrée par un écrou en E, et qui, dès la rupture du tube M, se brise par la pression sur les soupapes. Il suffit de dévisser L pour pouvoir retirer, par J, la soupape A et insérer en E une nouvelle tige. Pour une pression de 7 kilog., l'épaisseur de la tige C est de 3 millimètres. Construit par Wood, Woodsland, Patrick, Glasgow. — **Birlé et Defauconpret**, 105, rue de Prony, Paris. Ce protecteur est constitué (fig. 80) par une simple feuille de métal A, fer ou laiton, convenablement découpée et repliée, sur laquelle sont rivés deux fonds en fonte malléable B et C qui permettent de fixer l'appareil sur les porte-tubes. Chacune des deux faces verticales antérieures

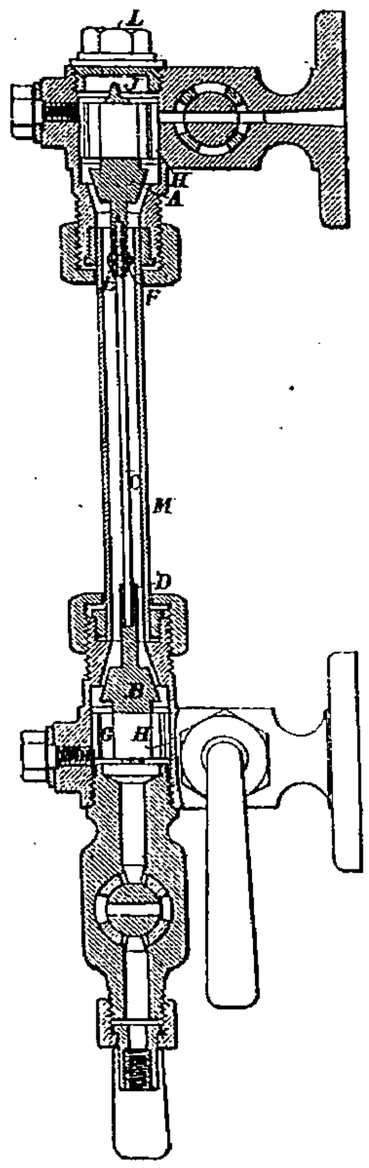


Fig. 79. — Tube de niveau *Wood*.

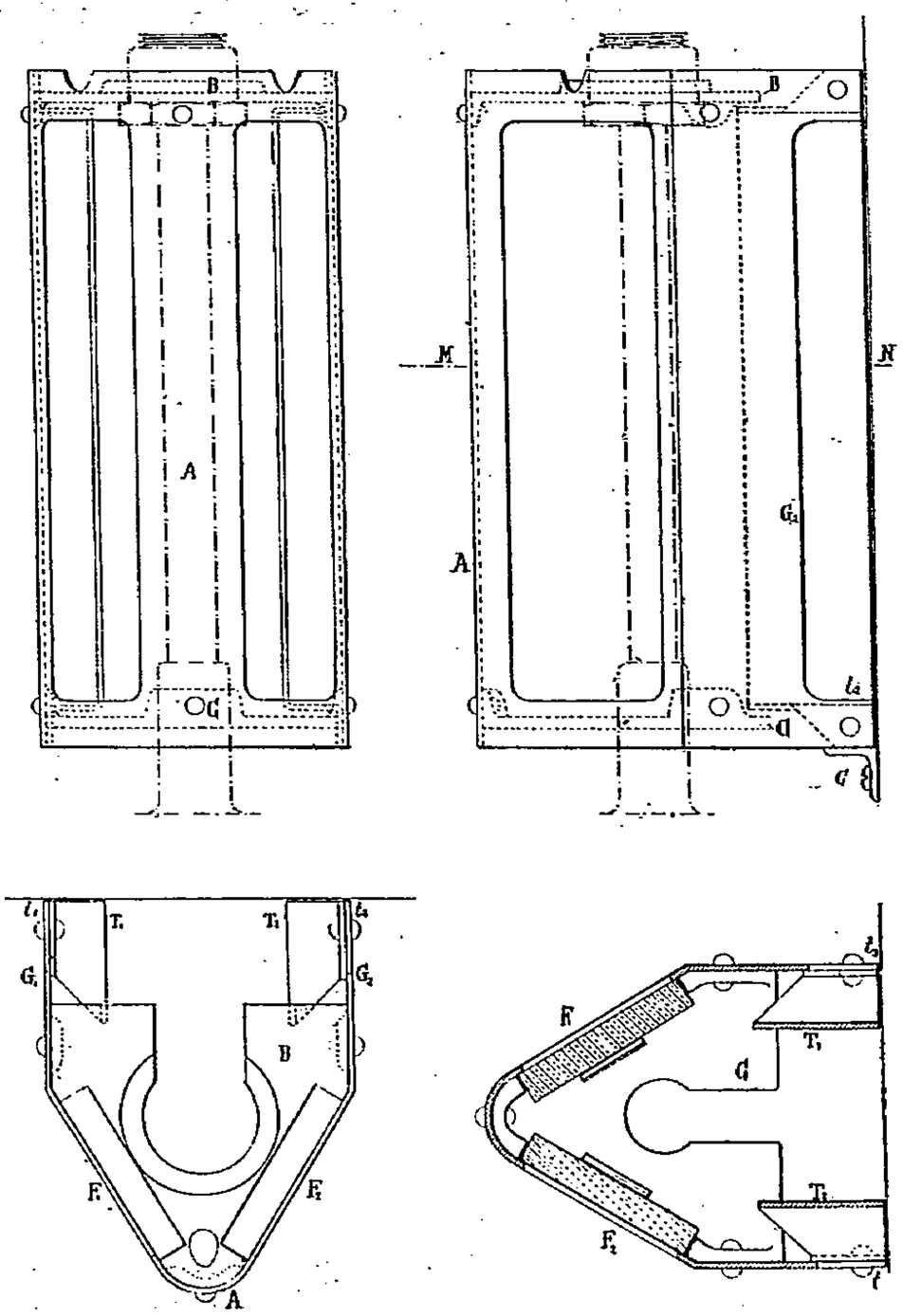


Fig. 80. — Protecteur de tube de niveau *Birlé et Defauconpret*.

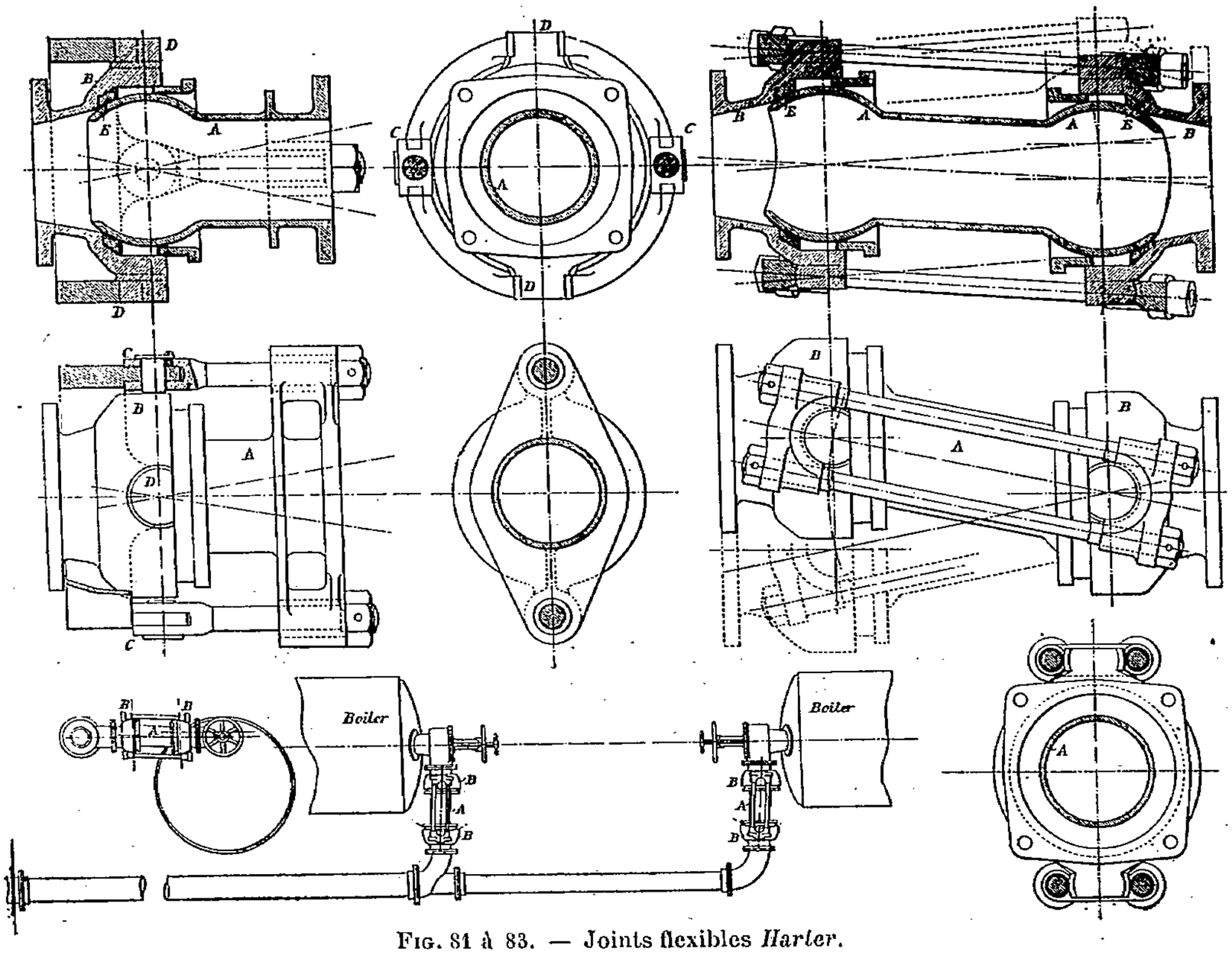


Fig. 81 à 83. — Joints flexibles *Harter*.

F_1F_2 de ce prisme est inclinée d'environ 45° sur l'enveloppe de la chaudière et percée d'une fenêtre qui reçoit une épaisse glace permettant de voir le niveau de l'eau. Les deux autres faces verticales G_1G_2

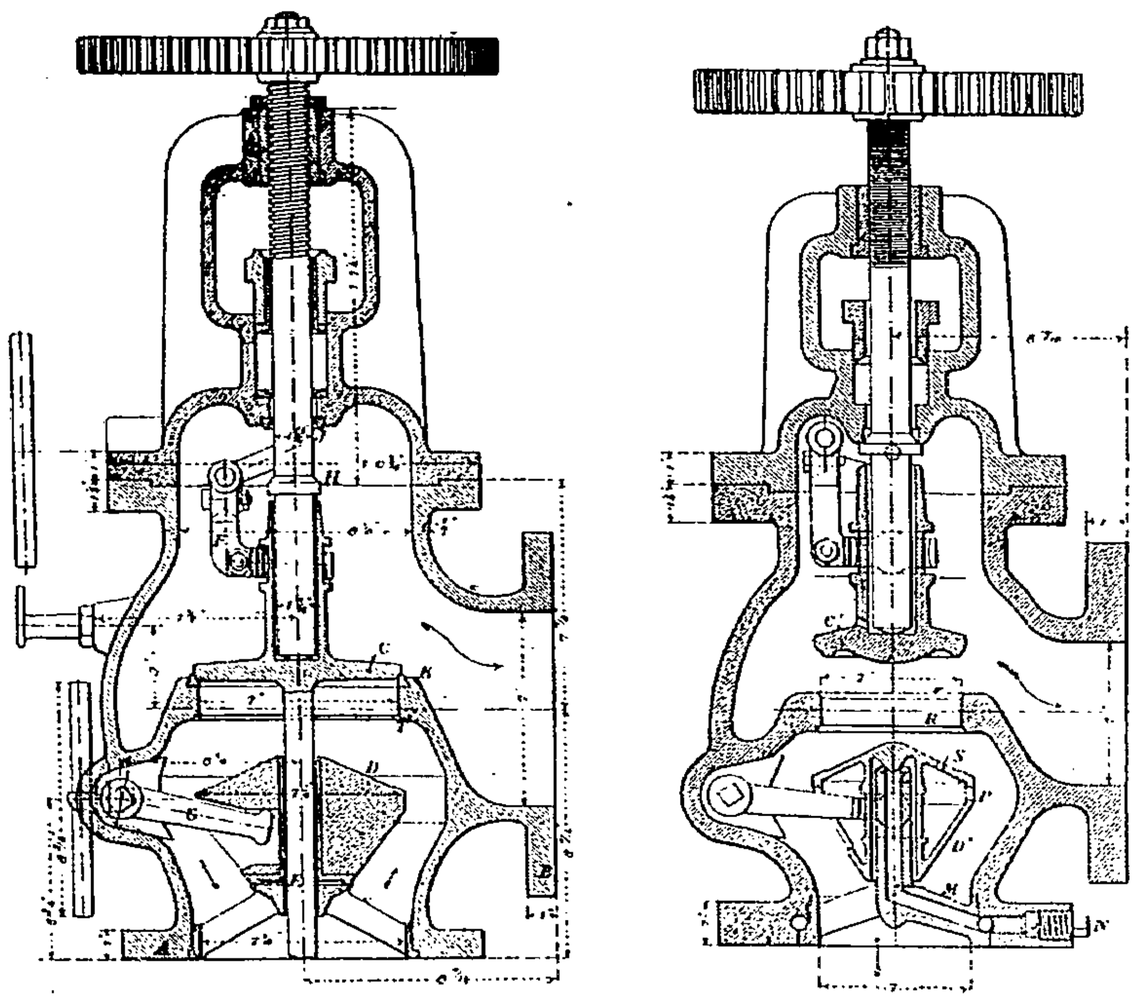


Fig. 84 et 85. — Clapets d'arrêts *Hubner et Mayer*.

forment deux joues dont les talons l_1l_2 sont ajustés sur la devanture de la chaudière. L'assemblage des fonds avec la tôle des panneaux assure d'une manière très simple la fixation des glaces. La

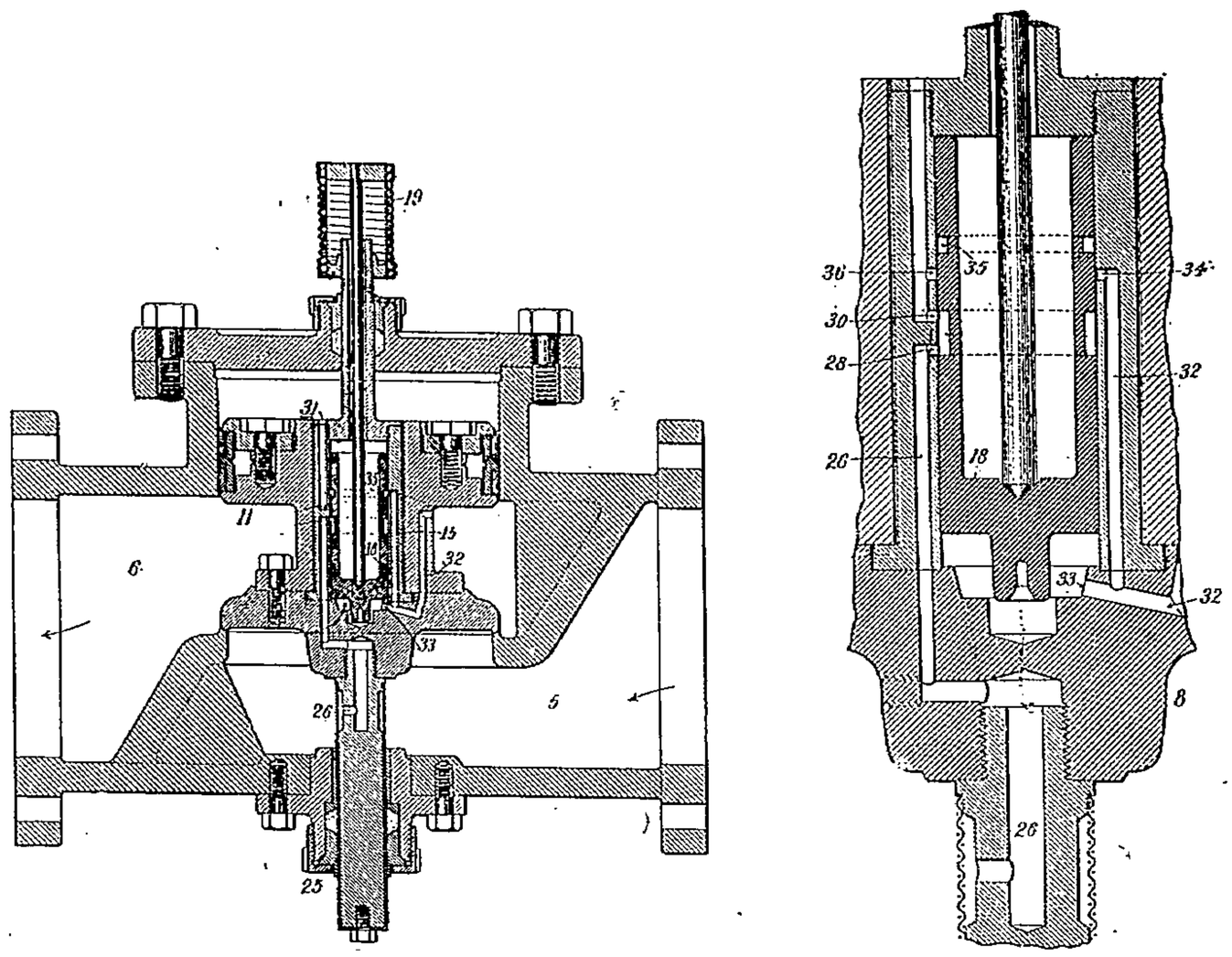


Fig. 86 et 87. — Valve indicatrice *Waring*.

fixation du protecteur s'obtient par le simple emmanchement des fonds sur les porte-tubes, le fond supérieur reposant sur la garniture supérieure, ce qui permet un montage et un démontage instantanés[1].

1. Un dispositif analogue, construit par M. *Winn*, à Birmingham, fonctionne avec succès sur les locomotives du Midland. Ry. (*The Engineer*, 2 août 1901, p. 117.)

Joints flexibles Harter. Lavington House, Wimbleton (*Engineering, 22 janvier, p. 137*). Le joint sphérique A est maintenu par des tirants articulés B (fig. 81); l'étanchéité des garnitures E est indépendante de la tension sur ces tirants; ces tirants sont pivotés sur un anneau d'acier CC, pivoté sur la bride en BB en joint à la Cardan. Dans le joint d'expansion fig. 82, l'anneau C est supprimé et les tirants doublés en forme de cadres sont pivotés directement sur B, en des tourillons sphériques permettent un certain jeu latéral. La fig. 83 représente des applications de ces joints qui fonctionnent avec succès sur plusieurs navires de la flotte anglaise.

Clapet d'arrêt Hubner et Mayer (*Engineering, 1er janvier, p. 27*). La vapeur passe de la chaudière en B suivant les flèches fig. 84, quand C est ouvert, et, s'il se produit une chute de pression subite dans la chaudière, ce clapet, fou sur sa tige, se ferme automatiquement; si la chute de pression se fait dans la conduite, au delà de C, le clapet D, entraîné par l'intensité du courant de vapeur, se ferme sur ce siège T; on ferme alors C, et D retombe par la fuite de la vapeur entre lui et sa tige;

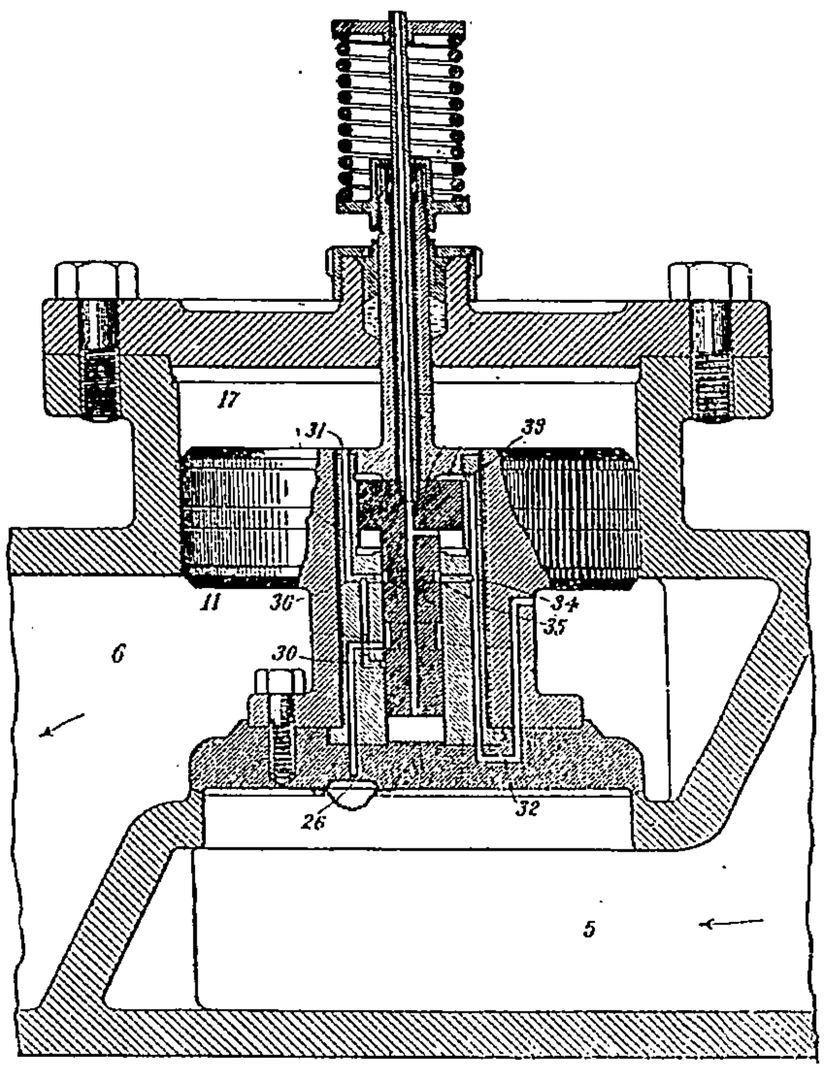


Fig. 88. — Valve réductrice *Waring*.

des leviers F et G permettent d'essayer C et D, et, quand C est ouvert, la soupape H ferme le stuffing box de sa tige dont on évite ainsi la fatigue. Le siège K est en un alliage de nickel résistant à la vapeur surchauffée. En fig. 85, type pour la marine, le clapet D′ est pourvu d'une petite soupape L, qui, lorsque D′ se ferme en R, s'ouvre à l'atmosphère et indique ainsi l'accident, et l'ouverture de N permet de régler la différence de pression sous laquelle D′ se ferme. Après fermeture de C′, la vapeur passant par PS sur D′ la fait retomber dans sa position normale. Construit par *Sugden*, 180, Fleet St., London, en des diamètres variant de 30 millimètres à 500 millimètres.

Valve réductrice Varing, New-York (*Brevet américain 737682 de 1903*). La vapeur passe de 5 à 6 (fig. 86 et 87) au travers de la soupape 8, en soulevant aussi le piston 11, en communication, en 17, avec 16 par 31-36-35-34 et 32; dès que la pression en 6 dépasse celle fixée par le réglage du ressort 19, cette pression, qui s'exerce par 32-33 sous le piston régulateur 18, soulève ce piston, malgré son ressort 19 dans la position fig. 87 de manière à mettre 17 en communication avec la haute pression 5 par 26-28-29-36-31, en fermant l'échappement 35-34; le piston 11 s'abaisse alors en étranglant la soupape 8 jusqu'à ce que la chute de la pression en 6 permette au ressort 19 de ramener 18 dans sa position primitive. Le dispositif fig. 88 fonctionne de même sans la nécessité d'un stuffing-box 25.

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS

Le Gérant : Vve Ch. Dunod.

BON POUR DÉPOT LÉGAL.

SUR LA RÉVERSIBILITÉ DES TURBO-MACHINES HYDRAULIQUES

Par M. **Platon Yankowsky**,
Professeur à l'Institut des ingénieurs des voies de communication à Saint-Pétersbourg.

État actuel de la question. — Les réactions mécaniques qui se produisent dans les turbines motrices ou, selon la dénomination de M. Rateau, dans les turbo-réceptrices d'un côté, et dans les turbines-pompes ou turbo-génératrices de l'autre côté, sont analogues, mais d'un caractère diamétralement opposé; tandis que les premières transforment l'énergie disponible d'une chute d'eau en un travail utilisable, les secondes se servent du travail d'un agent quelconque extérieur pour augmenter l'énergie d'un courant d'eau. Aussi les auteurs qui se sont occupés de l'étude comparative de ces deux genres de machines hydrauliques n'ont-ils pas manqué de constater la grande analogie de leurs formules théoriques.

En étudiant les changements de l'énergie d'un courant liquide traversant le canal de la roue d'une turbine, le professeur G. Herrmann[1] distingue les trois cas suivants : 1° l'énergie du liquide augmente en traversant la turbine, ce qui correspond à un profil *actif* du canal et au cas d'une turbine-pompe; 2° l'énergie du liquide reste constante, le profil du canal étant *neutre* et laissant passer le courant sans aucune modification de sa vitesse; et 3° l'énergie du liquide diminue, ce qui est le cas d'une turbine motrice dont les canaux possèdent un profil *passif*. Le professeur G. Zeuner, dans son grand traité des turbines[2], considère la turbine dans ses fonctions de moteur, de propulseur, de pompe et de ventilateur, en notant que les trois derniers types sont des réciproques du premier, mais en développant à part la théorie pour chacun des quatre types. L'analogie des formules est mise en évidence, quoiqu'on ne puisse pas dire qu'elle soit expliquée par le rapport intime existant entre tous les types de turbines. M. Zeuner indique seulement que si l'on fait tourner une turbine Jonval noyée, à axe vertical, dans le sens contraire à sa marche ordinaire, le niveau de l'eau dans le tuyau renfermant la turbine s'élève au-dessus du niveau à l'extérieur du tuyau; ensuite M. Zeuner donne la formule théorique pour la hauteur h de ce soulèvement statique. M. le professeur E. Brauer, dans son étude concise mais très approfondie sur la théorie des turbines[3], les divise aussi en turbines *actives* ou motrices et turbines *passives* ou pompes centrifuges. Enfin M. Rateau, dans ses remarquables travaux sur les turbo-machines[4], établit la méthode d'étude des turbines au moyen des coefficients caractéristiques applicables aux turbines réceptrices aussi bien qu'aux turbines génératrices, mais laisse de côté la question du rapport mutuel de ces deux genres de turbo-machines. M. le professeur A. Brix (à Saint-Pétersbourg) a fait remarquer dans son *Cours théorique d'hydraulique*, publié en 1892 (en russe), que tout moteur hydraulique peut servir, quelquefois

1. *Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen.* Berlin, 1887.
2. *Vorlesungen über Theorie der Turbinen.* Leipzig, 1899.
3. *Grundriss der Turbinen-Theorie.* Leipzig, 1899.
4. *Revue de Mécanique*, 1897-1900.

avec petites modifications, comme une machine élévatoire d'eau, lorsqu'il est mis en un mouvement contraire à celui qui lui est propre comme à un moteur. Il signale encore qu'une pompe centrifuge avec diffuseur à aubes recevant l'eau passée à travers la roue mobile prend souvent le nom de turbine élévatoire et ressemble beaucoup à une turbine motrice radiale centripète. Pour mieux profiter de la théorie des turbines dans ses applications à l'étude des pompes centrifuges, M. Brix compare les éléments de la pompe centrifuge à l'entrée de l'eau avec les éléments de la turbine motrice à la sortie de l'eau, et *vice versa*. Les formules ainsi établies pour les pompes sont à peu près identiques aux formules correspondantes pour les moteurs.

Ajoutons que MM. Mather et Platt ont construit une turbine élévatoire du type réversible spécial (pompe-turbine de Mather-Reinolds) pouvant fonctionner comme pompe ou comme moteur. Le dernier modèle de la pompe centrifuge de M. Schabaver, avec diffuseur à aubes fixes, est inspiré par l'idée que la pompe centrifuge est une sorte de turbine inversée. D'autre part, on pourrait croire que l'aubage de la roue mobile à profil convexe (les aubes ayant une courbure contraire à celle qu'on rencontre ordinairement dans les turbines), proposé par M. le professeur Rudolf Escher pour la turbine motrice centripète à grande vitesse de rotation, est emprunté à la turbine-pompe centrifuge, qui constitue l'inverse de la première.

En poursuivant ces idées, nous croyons pouvoir énoncer les six propositions suivantes :

1° Toute turbine motrice à réaction et à injection totale, actionnée par un courant d'eau passant d'une manière continue du bief supérieur au bief inférieur, devient une turbine-pompe faisant passer l'eau en sens inverse lorsqu'elle est animée avec une certaine vitesse, d'un mouvement contraire à celui de la turbine motrice et que le rendement hydraulique η_h' de cette dernière dépasse 0,5. Réciproquement, chaque turbine-pompe, possédant un diffuseur à aubes directrices fixes et tournant dans le sens opposé à celui de sa marche ordinaire, devient une turbine motrice quel que soit le rendement hydraulique η' de la turbine-pompe. En d'autres termes, sous les conditions mentionnées ci-dessus, les turbines motrices à réaction et les turbines-pompes sont identiques comme mécanismes

2° Une turbine fonctionnant comme pompe ou, inversement, comme moteur n'est autre chose qu'une même machine élévatoire marchant en avant ou en arrière, c'est-à-dire faisant monter la charge au dépens d'un travail extérieur (pompe) ou la laissant descendre au moyen d'un frein qui absorbe le travail produit par la charge descendante (moteur). C'est le travail au frein de la machine élévatoire marchant en arrière qu'on utilise dans les turbines motrices.

3° Le degré de réaction ε d'une turbine fonctionnant comme pompe est égal au degré de réaction ε' de la même turbine travaillant comme moteur ; ce degré de réaction est une fonction des éléments constructifs de la turbine, et ne dépend pas de la chute.

4° Si l'on désigne par q et q' les volumes d'eau qui traversent par seconde la roue mobile d'une turbine fonctionnant normalement comme pompe et comme moteur, et par Q et Q' les volumes d'eau correspondants qui passent d'un bief à l'autre à travers l'installation hydraulique dans le premier et dans le second cas, on a, en raison des fuites d'eau par le joint entre la roue mobile et la roue directrice d'une turbine à réaction, les inégalités suivantes :

a) Pompe : $\varphi = \frac{q}{Q} > 1$;

b) Moteur : $\varphi' = \frac{q'}{Q'} < 1$.

Les coefficients du débit par la roue mobile φ et φ' sont fonction des éléments constructifs de la turbine et ne dépendent pas de la chute ; toutes choses égales, ils tendent vers l'unité à mesure que le degré de réaction décroît. Pour une même turbine, ces coefficients sont liés par l'équation :

$$\frac{1}{\varphi}+\frac{1}{\varphi'}=2.$$

5° Les rendements hydrauliques η_h et η_h' d'une turbine réversible marchant à vitesse normale comme pompe et comme moteur ne dépendent pas de la chute et sont fonction des éléments constructifs de l'installation hydraulique et des coefficients des pertes de charge que le courant subit dans diverses parties de son parcours entre les deux biefs. Le rendement hydraulique η_h de la turbine fonctionnant normalement comme pompe est toujours inférieur au rendement hydraulique η_h' de la même turbine marchant aussi normalement comme moteur ; ces deux rendements étant liés par l'équation :

$$\frac{1}{\eta'_h}-1=K(1-\eta_h),$$

dans laquelle K est un coefficient numérique différent pour chaque installation hydraulique et variant dans les limites de 1 à environ 1,2. K est une fonction déterminée des éléments constructifs de l'installation et des coefficients des pertes de charge. Lorsque le degré de réaction ε de la turbine est très faible et que les fuites d'eau par le joint peuvent être négligées, de sorte qu'on ait $\varphi=\varphi'=1$, le coefficient K a pour valeur l'unité et les rendements η_h et η_h' d'une pareille *turbine réversible parfaite* sont liés par l'équation :

$$\eta_h+\frac{1}{\eta_h'}=2.$$

6° Pour la même turbine marchant normalement sous la même charge H comme moteur et comme pompe, on a (les quantités relatives à la marche de la turbine comme moteur étant affectées du signe ′) :

a) Pour le rapport des vitesses angulaires ou de rotation dans ces deux cas :

$$\frac{\omega'}{\omega}=\sqrt{\eta_h\eta_h'};$$

b) Pour le rapport des débits réels d'eau par la roue :

$$\frac{q'}{q}=\sqrt{\eta_h\eta_h'};$$

c) Pour le rapport des moments des réactions internes entre l'eau et la roue mobile relativement à l'axe de rotation de la turbine :

$$\frac{M'\text{ int.}}{M\text{ int.}}=\eta_h\eta_h';$$

d) Pour le rapport des puissances internes de la machine :

$$\frac{P'\text{ int.}}{P\text{ int.}}=\eta_h\eta_h'\sqrt{\eta_h\eta_h'}.$$

Méthode de démonstration. — Pour démontrer ces propositions, nous allons établir parallèlement les équations principales de la théorie des turbines-pompes et des turbines motrices, en désignant par des lettres communes les éléments analogues pour la pompe et pour le moteur, mais en attribuant aux symboles qui se rapportent à la turbine fonctionnant comme moteur une virgule (′) au-dessus de la lettre correspondante. Le rapport entre ces deux groupes de formules pourra être déduit des considérations suivantes.

Rappelons que, d'après un théorème connu de mécanique appliquée, si nous avons une équation entre les éléments cinématiques ou cinétiques d'une machine élévatoire marchant uniformément en avant (c'est-à-dire en élevant la charge), l'équation correspondante à la marche inverse de cette machine, laissant descendre uniformément la même charge sous l'action de la force résistante jouant le rôle du frein, s'obtiendra de l'équation pour la marche directe en changeant de (+) en (—) et *vice versa* les signes des déplacements ou des vitesses des organes de la machine et ceux des coefficients des résistances passives. Quant aux expressions de l'effet utile dans ces deux cas, souvenons-nous que pour avoir le rendement de la machine marchant en arrière, il faut appliquer la règle précédente et, en outre, prendre le rapport inverse de celui qui figurait dans le rendement de la machine marchant en avant. Ainsi, le rendement de la machine élevant la charge est de :

$$\eta = \frac{T_u}{T_u + T_p} \qquad (1\,a)$$

où :

T_u est le travail utile de la machine;
T_p — perdu pour vaincre les résistances passives.

Le rendement de la même machine faisant descendre la même charge sera donc de :

$$\eta' = \frac{T_u + (T_p)_{-f}}{T_u}, \qquad (1\,b)$$

où $(T_p)_{-f}$ représente le membre T_p dans lequel tous les coefficients des résistances passives sont changés de signe. Nous allons voir que toutes les formules des turbines motrices se déduisent des formules correspondantes des turbines-pompes en y appliquant les règles précédentes, ce qui constituera la démonstration de nos deux premières propositions.

Notations et formules fondamentales. — Considérons maintenant une chute d'eau, formée par deux réservoirs : I et II (fig. 1 et 2), réunis par une conduite CC, à travers laquelle un courant continu d'eau monte (fig. 1), soulevé par le travail d'une pompe P, ou descend (fig. 2) en faisant travailler un moteur M. Les vitesses de l'eau dans les réservoirs, ainsi que dans la conduite, sont naturellement opposées dans ces deux cas.

Soient, pour le mouvement *permanent* du courant d'eau :

Q, le débit d'eau en $\frac{\text{mt}^3}{\text{sec.}}$ par la conduite CC, pour le cas du courant ascendant (fig. 1);

Q′, le même débit pour le cas du courant descendant (fig. 2);

$$v_{\text{I}} \text{ ou } v_{\text{I}}' \qquad v_{\text{II}} \text{ ou } v_{\text{II}}',$$

les vitesses en $\frac{\text{mt.}}{\text{sec.}}$, avec lesquelles l'eau arrive dans les réservoirs I et II ou les quitte;

$$p_{\mathrm{I}} \text{ ou } p_{\mathrm{I}}' \qquad p_{\mathrm{II}} \text{ ou } p_{\mathrm{II}}',$$

les pressions en $\frac{\text{kg.}}{\text{mt}^2}$ à la surface de l'eau dans les réservoirs I et II ;

$$z_{\mathrm{I}} \text{ ou } z_{\mathrm{I}}' \qquad z_{\mathrm{II}} \text{ ou } z_{\mathrm{II}}',$$

les hauteurs en mètres du niveau de l'eau des réservoirs I et II au-dessus d'un niveau constant, par exemple celui de la mer ;

$$\mathrm{E_I} = \frac{v_{\mathrm{I}}^2}{2g} + \frac{p_{\mathrm{I}}}{\Delta} + z_{\mathrm{I}} \quad \text{ou} \quad \mathrm{E_I}' = \frac{v'^2}{2g} + \frac{p_{\mathrm{I}}'}{\Delta} + z_{\mathrm{I}}',$$

$$\mathrm{E_{II}} = \frac{v_{\mathrm{II}}^2}{2g} + \frac{p_{\mathrm{II}}}{\Delta} + z_{\mathrm{II}} \quad \text{ou} \quad \mathrm{E_{II}}' = \frac{v_{\mathrm{II}}'^2}{2g} + \frac{p_{\mathrm{II}}'}{\Delta} + z_{\mathrm{II}}',$$

les hauteurs en mètres des niveaux de charge absolue des réservoirs I et II, ou, ce qui est

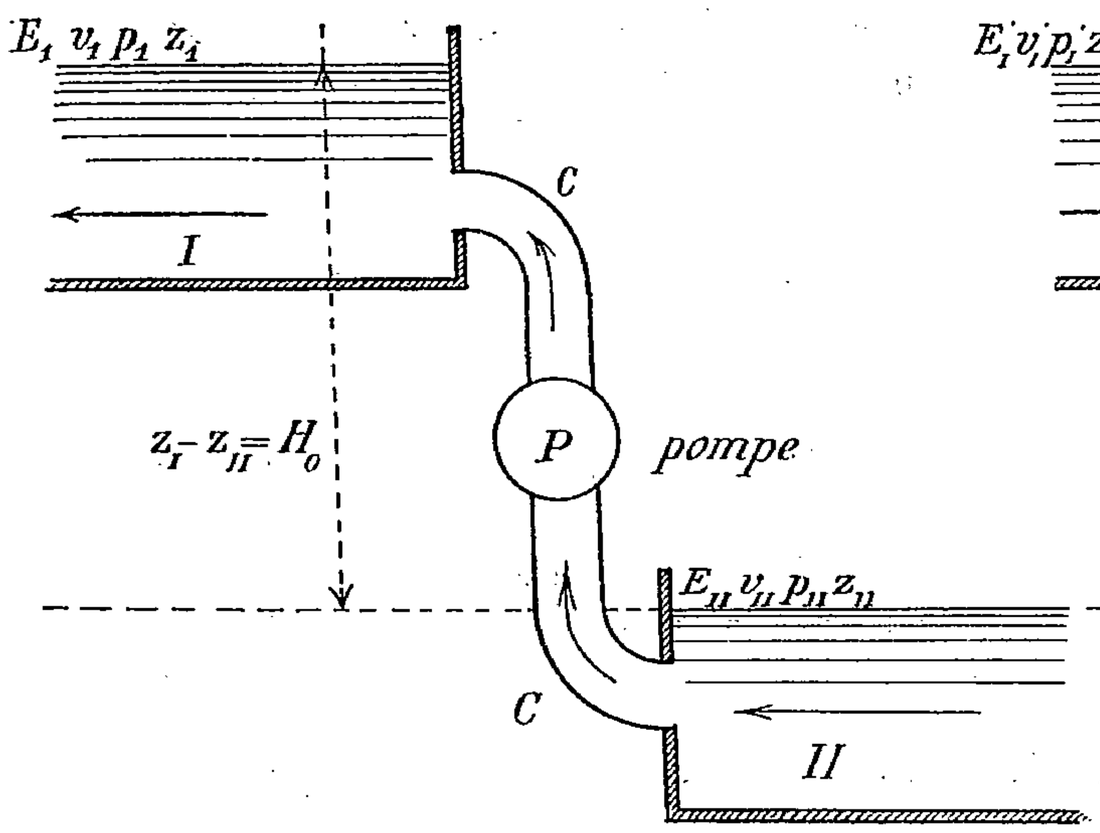


Fig. 1.

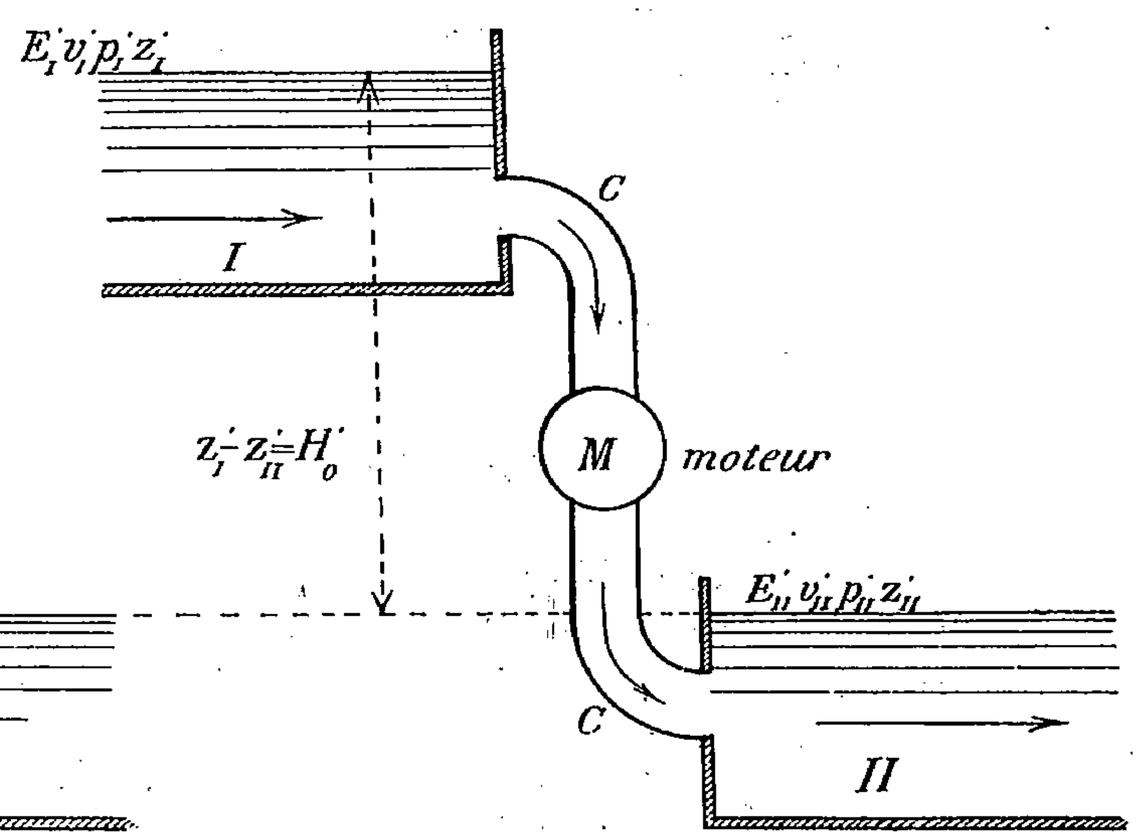


Fig. 2.

la même chose, énergie totale mécanique en kilogrammètres d'un kilog. d'eau dans les réservoirs I et II par rapport à l'énergie pris au niveau de la mer, en repos et à la pression zéro ;

Δ, le poids spécifique de l'eau $= 1.000 \frac{\text{kg.}}{\text{mt}^3}$;

g, l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81 \frac{\text{mt.}}{\text{sec}^2}$;

$\mathrm{H} = \mathrm{E_I} - \mathrm{E_{II}} = \mathrm{E_I}' - \mathrm{E_{II}}'$, la charge absolue de la chute considérée (nous supposerons que H est le même pour le moteur et pour la pompe), ou, en d'autres termes, l'augmentaion ou la diminution de l'énergie mécanique d'un kilog. d'eau passant du réservoir II au réservoir I ou inversement; dans le premier cas, H est l'énergie absorbée par un kilog. d'eau, dans le second, H est l'énergie délivrée par kilog. d'eau, ou l'énergie *disponible* d'un kilog. d'eau pour la création d'un travail utile ;

$$\mathrm{P\ abs.} = \Delta \mathrm{QH} \qquad \mathrm{P'\ abs.} = \Delta \mathrm{Q'H},$$

la puissance absolue de la chute, en $\frac{\text{kg.} \times \text{mt.}}{\text{sec.}}$, absorbée par le courant ascendant ou délivrée par le courant descendant;

x, l'énergie mécanique, en kg. $\times$ mt., communiquée par la pompe P à 1 kilog. d'eau qui la traverse;

x', l'énergie mécanique transmise au moteur M par kilog. d'eau traversant le moteur;

y^c ou $y^{c'}$, l'énergie mécanique d'un kilog. d'eau inutilement perdue (transformée en chaleur) dans la conduite CC pour le cas d'une pompe ou d'un moteur;

y^t ou $y^{t'}$, l'énergie mécanique par kilog. d'eau, inutilement perdue à l'intérieur de la turbine motrice M ou de la turbine-pompe P.

Cela posé, le principe de la conservation de l'énergie et l'hypothèse du mouvement permanent du courant d'eau entre les réservoirs I et II nous fournissent les équations suivantes :

$$\left.\begin{array}{l} a)\ \text{Pour la pompe : } x = H + y^c + y^t \\ b)\ \text{Pour le moteur : } H = x' + y^{c'} + y^{t'}, \text{ ou } x' = H - (y^{c'} + y^{t'}) \end{array}\right\} \qquad (2)$$

L'effet utile d'un kilog. d'eau passant par la roue mobile de la turbine, ou le *rendement hydraulique* de l'installation s'exprimera donc par les formules suivantes :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \eta_h = \frac{H}{x} = \frac{H}{H + y^c + y^t} \\ b)\ \text{Moteur :} & \eta_h' = \frac{x'}{H} = \frac{H - (y^{c'} + y^{t'})}{H} \end{array}\right\} \qquad (3)$$

On voit que la forme des expressions (3) est identique avec celle des formules (1 a) et (1 b).

Dans les turbines-pompes, la pression hydrodynamique à la sortie de la roue mobile (du côté du bief supérieur) est toujours plus grande que la pression à l'entrée de cette roue (côté du bief inférieur). Les turbines-pompes hydrauliques sont donc à réaction, plus ou moins prononcée, mais jamais à libre déviation, ce qui entraînerait, comme il sera démontré plus loin, une grande perte de charge par les remous et pourrait produire la rupture de la continuité du courant.

Le joint entre le distributeur et la roue mobile d'une turbine motrice, ainsi que les fentes entre la roue et son enveloppe dans une turbine-pompe, produisent dans les turbines à réaction une fuite d'eau se dirigeant, à côté de la roue mobile, toujours dans la même direction du bief supérieur au bief inférieur. Grâce à cette circonstance, le volume d'eau passant réellement chaque seconde à travers la roue mobile d'une turbine est plus grand que Q pour la pompe et plus petit que Q' pour le moteur. En désignant ce débit réel de la turbine-pompe par :

$$q = \varphi Q,$$

et celui de la turbine motrice par :

$$q' = \varphi' Q',$$

nous devrons attribuer aux *coefficients du débit par la roue mobile* les valeurs suivantes :

$$\varphi > 1 \qquad \text{et} \qquad \varphi' < 1.$$

La puissance interne de la turbine, c'est-à-dire l'énergie mécanique absorbée ou déve-

loppée en une seconde par le courant d'eau à l'intérieur de la turbine, aura pour expression, en kilogrammètres par seconde :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \text{P int.} = \Delta q x = \Delta\varphi Q x = \dfrac{\Delta\varphi QH}{\eta_h} \\ b)\ \text{Moteur :} & \text{P}' \text{ int.} = \Delta q' x' = \Delta\varphi' Q' x' = \eta'_h \Delta\varphi' Q' H \end{array}\right\} \quad (4)$$

La puissance externe, ou sur l'arbre, d'une turbine s'obtiendra de la puissance interne en la divisant (pour la pompe) ou en la multipliant (pour le moteur) par le *rendement mécanique* η_m ou η_m' de la turbine, dépendant des pertes externes d'énergie de la roue mobile (résistance du fluide ambiant et friction des pivots) et sera de :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \text{P ext.} = \dfrac{\text{P int.}}{\eta_m} = \dfrac{\Delta\varphi QH}{\eta_h \cdot \eta_m} = \dfrac{\Delta QH}{\eta_n} \\ b)\ \text{Moteur :} & \text{P}' \text{ext.} = \eta_m' \text{P}' \text{int.} = \eta_h' \cdot \eta_m' \Delta\varphi' Q' H = \eta_n' \Delta Q' H \end{array}\right\} \quad (5)$$

Il s'ensuit que le *rendement net* ou total de l'installation hydraulique s'exprime par :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \eta_n = \dfrac{\text{Pabs.}}{\text{Pext.}} = \dfrac{\eta_h \cdot \eta_m}{\varphi}. \\ b)\ \text{Moteur :} & \eta_n' = \dfrac{\text{P}'\text{ext.}}{\text{P}'\text{abs.}} = \varphi' \cdot \eta_h' \cdot \eta_m'. \end{array}\right\} \quad (6)$$

En substituant dans les formules (6) les valeurs de η_h et η_h' données par les équations (3) et les valeurs de η_m et η_m' données par des équations analogues, il est aisé de voir que l'expression pour η_n' est dérivée de l'expression η_n conformément à la règle de la marche inverse de la machine (formules 1*a* et 1*b*).

Les valeurs des coefficients de débit et de divers rendements pour les turbines actuelles à réaction, munies des roues directrices à aubes fixes, dans la supposition que la longueur de la conduite CC (fig. 1 et 2) ne diffère pas beaucoup de la hauteur H, sont ordinairement comprises entre les limites suivantes :

a) Pompes : $\eta_h = 0{,}70 - 0{,}80$; $\eta_m = 0{,}97 - 0{,}98$; $\varphi = 1{,}03 - 1{,}05$; $\eta_n = 0{,}65 - 0{,}75$;
b) Moteurs : $\eta_h' = 0{,}80 - 0{,}85$; $\eta_m' = 0{,}91 - 0{,}96$; $\varphi' = 0{,}96 - 0{,}98$; $\eta_n = 0{,}70 - 0{,}80$.

Considérons maintenant la roue mobile d'une turbine quelconque axiale, radiale ou mixte, pompe ou moteur, munie de canaux que le courant d'eau traverse dans la direction de l'aval vers l'amont (pompe) ou inversement (moteur) et cherchons l'expression générale de l'énergie mécanique x restituée (pompe) ou de l'énergie x' perdue (moteur) par kilogramme d'eau passant à travers la roue. Désignons par les index 1 toutes les mesures et quantités mécaniques qui se rapportent aux éléments de la roue situés vers l'amont (réservoir I), et par les index 2, les quantités qui se rapportent aux éléments situés vers l'aval (réservoir II). Supposons, pour plus de généralité, que nous ayons une turbine du genre mixte dont la roue mobile a son orifice intérieur (correspondant au moindre rayon) en communication avec le réservoir d'amont I et l'orifice extérieur (au plus grand rayon) communiquant avec le réservoir d'aval II.

Les fig. 3 et 4 représentent les projections schématiques d'un même segment de la turbine sur le plan normal à son axe de révolution, ainsi que les projections sur le même plan des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du courant de la roue mobile, en

supposant que la turbine fonctionne normalement, *sous la même charge absolue* H, comme pompe (fig. 3) et comme moteur (fig. 4).

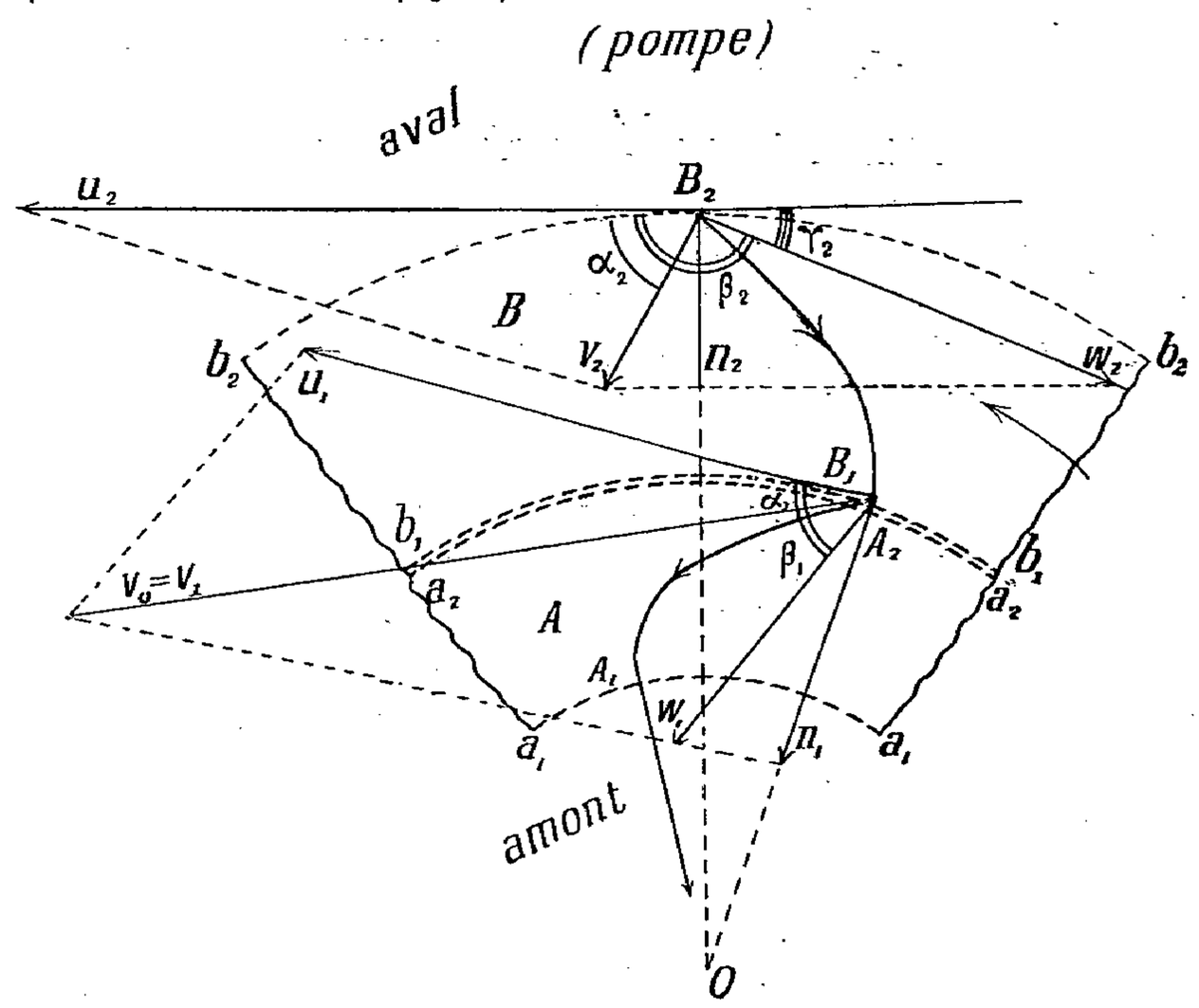


Fig. 3.

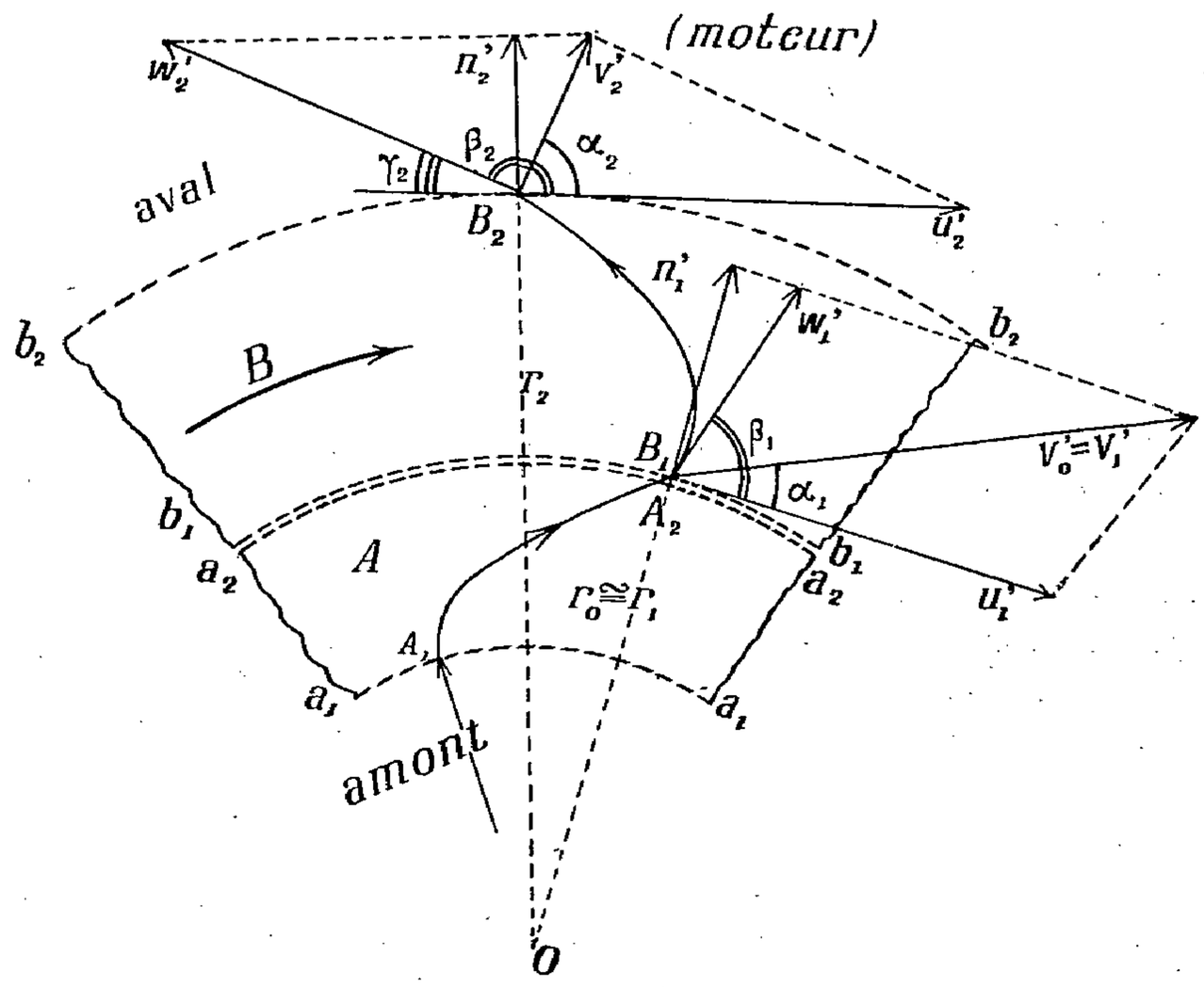


Fig. 4.

A est la roue directrice immobile, située vers l'amont ;
B, la roue mobile située vers l'aval ;
$a_1 A_1 a_1$, la circonférence passant par les centres des orifices d'amont des canaux de la roue directrice ;

$a_2A_2a_2$, la circonférence de rayon $r_0 = OA_2$ passant par les centres des orifices d'aval de canaux directeurs ;

$b_1B_1b_1$, la circonférence de rayon $r_1 = OB_1$ joignant les centres des orifices d'amont des canaux de la roue mobile ; on peut admettre que $r_0 = r_1$;

$b_2B_2b_2$, la circonférence de rayon $r_2 = OB_2$ joignant les centres des orifices d'aval des canaux mobiles.

La courbe A_1A_2 est l'axe géométrique d'un canal directeur.

La courbe B_1B_2 est l'axe d'un des canaux de la roue mobile pris au moment où le point B_1 coïncide à peu près avec le point A_2. Le courant d'eau parcourt ces canaux dans la direction A_1A_2, B_1B_2 en cas d'une turbine motrice, et dans la direction B_2B_1, A_2A_1 si la turbine est une pompe. La turbine est donc du genre *centrifuge* quand elle fonctionne en qualité de moteur et du genre *centripète* lorsqu'elle travaille comme pompe. Si nous menons la tangente à la courbe A_1A_2 au point A_2, nous aurons la direction de la vitesse absolue v_0 ou v_0' du courant à l'orifice d'aval du canal directeur. Supposant toujours la marche normale de la turbine correspondant au maximum du rendement hydraulique, nous admettrons que le courant passe du canal A_1A_2 au canal B_1B_2, ou inversement, autant que possible sans choc, c'est-à-dire que la vitesse du courant v_0 et v_0' au point A_2 du canal directeur se rapproche le plus possible, en grandeur et en direction, de la vitesse absolue v_1 ou v_1' du courant au point B_1 du canal mobile.

Il est facile de faire coïncider les vitesses v_0 avec v_1 ou v_0' avec v_1' en direction, en faisant marcher convenablement la roue mobile, mais il est impossible, dans une turbine réversible ordinaire, d'atteindre simultanément les égalités des vitesses en grandeur : $v_0 = v_1$ et $v_0' = v_1'$, car, du fait des fuites par le joint entre la roue mobile et la roue directrice, le débit q par la roue mobile dans une turbine-pompe est supérieur au débit Q par la roue directrice ; tandis que, dans la même turbine travaillant comme moteur, le débit q' par la roue mobile est inférieur au débit Q' par la roue directrice. Donc, si S_0 représente l'aire nette de l'orifice d'aval de la roue directrice et S_1 l'aire nette de l'orifice d'amont de la roue mobile, la condition $v_0 = v_1$, pour la turbine-pompe, entraîne l'inégalité $S_1 > S_0$, tandis que la condition $v_0' = v_1'$, pour la même turbine motrice, exige au contraire : $S_1 < S_0$. Mais, dans une turbine réversible, le rapport $\frac{S_1}{S_0} = \sigma_0$ doit être constant, de sorte que les équations simultanées $v_0 = v_1$ et $v_0' = v_1'$ sont incompatibles et que nous devons nous contenter de l'admission la plus favorable au rendement : que les vitesses v_0 et v_1 ainsi que v_0' et v_1' coïncident en direction, mais avec leurs grandeurs satisfaisant aux conditions :

$$\varkappa v_0 = v_1$$
$$\varkappa' v_0' = v_1',$$

où $\varkappa$ et $\varkappa'$ sont des coefficients peu différents de l'unité (généralement $\varkappa > 1$ et $\varkappa' < 1$) et qui vont être déterminés ultérieurement.

Les trois tangentes aux courbes A_1A_2, B_1B_2 et au cercle $b_1B_1b_1$, menées par le point B_1 (ou A_2), sont situées dans un même plan, que nous appellerons le plan du triangle des vitesses au point B_1, puisque ces trois tangentes coïncident en direction avec les trois vitesses suivantes : 1° $\varkappa v_0 = v_1$ ou $\varkappa' v_0' = v_1'$, vitesse absolue du courant au point B_1 ; 2° w_1 ou w_1', vitesse relative du courant par rapport à la roue mobile au point B_1, et 3° $u_1 = r_1\omega$ ou $u_1' = r_1\omega'$, vitesse de rotation du point B_1, et, qu'en outre, les hypothèses précédentes sur le passage du courant d'un canal à l'autre nous fournissent les équations géométriques suivantes :

$$\left.\begin{array}{ll} a) \text{ Pompe :} & \overline{\varkappa v_0} = \overline{v_1} = \overline{u_1} + \overline{w_1}, \\ b) \text{ Moteur :} & \overline{\varkappa' v_0'} = \overline{v_1'} = \overline{u_1'} + \overline{w_1'}, \end{array}\right\} \qquad (7)$$

qui démontrent que les vitesses v_1, u_1 et w_1 ou v_1', u_1' et w_1' sont dans un même plan.

Pour les angles constructifs de la turbine, désignons par :

α_1, l'angle compris entre les vitesses u_1 et v_1 ou u_1' et v_1' ;
β_1, l'angle compris entre les vitesses u_1 et w_1 ou u_1' et w_1'.

(Nous compterons toujours les angles à partir de la vitesse de rotation du point considéré de la roue mobile.)

Joignons par une ligne droite le point B_1 et le point d'intersection de l'axe de la turbine avec le plan du triangle des vitesses au point B_1, projetons sur cette droite les vitesses v_1 et w_1 ou v_1' et w_1'; la projection commune $n_1 = v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1$ ($n_1' = v_1' \sin \alpha_1 = w_1' \sin \beta_1$) nous donnera la vitesse normale n_1 ou n_1', avec laquelle l'eau traverse l'orifice d'amont de la roue mobile; la vitesse normale n_0 ou n_0' avec laquelle l'eau passe par l'orifice d'aval de la roue directrice sera évidemment de : $n_0 = v_0 \sin \alpha_1 = \frac{v_1 \sin \alpha_1}{\varkappa} = \frac{n_1}{\varkappa}$; ou : $n_0' = v_0' \sin \alpha_1 = \frac{v_1' \sin \alpha_1}{\varkappa'} = \frac{n_1'}{\varkappa'}$. Les aires nettes de ces orifices, qui sont voisins l'un de l'autre, doivent être mesurées normalement à la vitesse n_1 ou n_1'. Pour la roue mobile, l'aire nette S_1 de l'orifice d'amont est de :

$$S_1 = (2\pi r_1 - z e_1) b_1, \qquad (8)$$

où : r_1 est le rayon de la circonférence $b_1 B_1 b_1$;
z, le nombre des aubes de la roue mobile;
e_1, l'épaisseur des aubes, mesurée sur la circonférence $b_1 B_1 b_1$;
b_1, la largeur de l'orifice annulaire d'amont de la roue mobile, mesurée normalement au plan du triangle des vitesses au point B_1.

Si les arêtes des aubes mobiles passent de très près des arêtes des aubes directrices[1], il faut multiplier l'expression (8) par le coefficient k_1 de rétrécissement de l'orifice S^1 produit par les arêtes des aubes directrices, ce qui donne, pour l'aire rétrécie de cet orifice :

$$k_1 S_1 = k_1 (2\pi r_1 - z e_1) b_1 = \frac{t_0 - e_0}{t_0} (2\pi r_1 - z e_1) b_1, \qquad (9)$$

où : t_0 est le pas de la roue directrice, ou la distance entre les centres des aubes directrices, mesurée sur la circonférence $a_2 A_2 a_2$;
e_0, l'épaisseur des aubes directrices mesurée sur cette même circonférence ;
$k_1 = \frac{t_0 - e_0}{t_0}$, coefficient de rétrécissement.

La vitesse absolue du courant, dans la section rétrécie $k_1 S_1$, est égale à $\frac{v_1}{k_1}$ ou $\frac{v_1'}{k_1}$.

Le calcul de l'aire nette S_0 de l'orifice d'aval de la roue directrice se fait au moyen de formules absolument analogues aux expressions (8) et (9), savoir :

$$S_0 = (2\pi r_1 - z_0 e_0) b_0, \qquad (10)$$

ou, en cas du voisinage immédiat des arêtes des aubes de deux roues :

$$k_0 S_0 = k_0 (2\pi r_1 - z_0 e_0) b_0 = \frac{t_1 - e_1}{t_1} (2\pi r_1 - z_0 e_0) b_0. \qquad (11)$$

1. Ce qu'on évite cependant dans beaucoup de constructions modernes.

Dans ces formules : z_0 est le nombre des aubes directrices;

e_0, l'épaisseur des aubes directrices, mesurée sur la circonférence $a_2A_2a_2$;

b_0, la largeur de l'orifice annulaire d'aval de la roue directrice, mesurée de la même manière que b_1;

t_1, le pas de la roue mobile, mesuré sur la circonférence $b_1B_1b_1$;

e_1, l'épaisseur des aubes de la roue mobile, mesurée sur cette même circonférence:

$$k_0 = \frac{t_1 - e_1}{t_1}, \text{ coefficient de rétrécissement.}$$

La vitesse absolue du courant dans la section rétrécie k_0S_0 est égale à $\frac{v_0}{k_0}$ ou $\frac{v_0'}{k_0}$. Donc, si les arêtes des aubes mobiles et directrices sont très rapprochées les unes des autres, la vitesse du courant continu qui passe de la section S_1 à la section S_0, ou inversement, passe successivement et brusquement par les valeurs : v_1, $\frac{v_1}{k_1}$, $\frac{v_0}{k_0}$, v_0 ou v_0', $\frac{v_0'}{k_0}$, $\frac{v_1'}{k}$, v_1', ce qui provoque une série des chocs secondaires nuisibles au rendement hydraulique et qu'on peut réduire considérablement en éloignant à 5-10 millimètres les faces adjacentes des deux roues.

Tâchons maintenant de déterminer les coefficients $\varkappa$ et $\varkappa'$ figurant dans les équations (7).

Les aires S_0 et S_1 doivent satisfaire aux conditions du débit différent par les orifices voisins de deux roues :

$$a) \text{ Pompe :} \quad \left.\begin{aligned} Q &= S_0 n_0 = S_0 \frac{n_1}{\varkappa}. \\ q &= \varphi Q = S_1 n_1. \end{aligned}\right\} \qquad (12\,a)$$

d'où, en divisant :

$$\varphi = \varkappa \frac{S_1}{S_0} = \varkappa \sigma_0.$$

$$b) \text{ Moteur :} \quad \left.\begin{aligned} Q' &= S_0 n_0' = S_0 \frac{n_1'}{\varkappa'}. \\ q' &= \varphi' Q' = S_1 n_1. \end{aligned}\right\} \qquad (12\,b)$$

d'où en divisant :

$$\varphi' = \varkappa' \frac{S_1}{S_0} = \varkappa' \sigma_0.$$

Donc, pour trouver $\varkappa$ et $\varkappa'$, il faut connaître le rapport constructif $\frac{S_1}{S_0} = \sigma_0$. Si on se proposait de le déterminer à l'avance d'une manière rationnelle, on distinguerait deux cas différents :

1) Les aires S_0 et S_1 des orifices de deux roues ne sont pas rétrécies par les arêtes des aubes voisines. Alors, posant $\sigma_0 = 1$, on trouverait : $\varkappa = \varphi$ et $\varkappa' = \varphi'$, et les pertes d'énergie produites par le changement brusque de la vitesse v_1 en v_0 et de la vitesse v_0' en v_1' s'écriraient, conformément au principe de Borda-Carnot :

$$a) \text{ Pompe :} \quad \frac{(v_1 - v_0)^2}{2g} = \left(1 - \frac{1}{\varkappa}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g};$$

$$b) \text{ Moteur :} \quad \frac{(v_0' - v_1')^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varkappa'} - 1\right)^2 \frac{v_1'^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 \frac{v_1'^2}{2g}.$$

Mais il sera démontré plus loin que, pour toutes les valeurs de σ_0 et, en général, pour toutes les turbines réversibles, on a toujours :

$$1 - \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{\varphi'} - 1,$$

d'où l'on voit que les coefficients $\left(1 - \frac{1}{\varphi} =\right)^2$ et $\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)^2$ de perte d'énergie par rapport à l'énergie cinétique $\frac{v_1^2}{2g}$ ou $\frac{v_1'^2}{2g}$ du courant à l'orifice d'avant de la roue mobile sont égaux pour la pompe comme pour le moteur, ce qu'on doit considérer comme le cas normal pour une turbine réversible. Donc, si les aires S_0 et S_1 ne subissent pas un rétrécissement, on doit prendre pour rapport rationnel :

$$\sigma_0 = \frac{S_1}{S_0} = 1, \text{ ce qui donne : } \varkappa = \varphi, \varkappa' = \varphi'.$$

2) Les aires S_0 et S_1 subissent un rétrécissement causé par les arêtes des aubes voisines et deviennent respectivement k_0S_0 et k_1S_1, en coïncidant l'une avec l'autre, si $b^0 = b_1$, puisque alors chacune de ces aires rétrécies présente la même section nette au passage de l'eau d'une roue à l'autre. La condition $b_0 = b_1$ est la plus naturelle pour une turbine réversible, et, en l'adoptant, nous avons :

$$k_0S_0 = k_1S_1, \text{ ou : } \sigma_0 = \frac{S_1}{S_0} = \frac{k_0}{k_1};$$

ce rapport dépasse ordinairement un peu l'unité.

Par suite nous obtenons :

$$\varkappa = \frac{\varphi}{\sigma_0} = \frac{\varphi k_1}{k_0}, \qquad \text{et} \qquad \varkappa' = \frac{\varphi'}{\sigma_0} = \frac{\varphi' k_1}{k_0}.$$

Ce n'est que pour une turbine réversible parfaite, ayant $\varphi = \varphi' = 1$ et en outre $\sigma^0 = 1$, qu'on peut atteindre $\varkappa = \varkappa' = 1$ ou :

$$\overline{v_0} = \overline{v_1} \qquad \text{et} \qquad \overline{v_0'} = \overline{v_1'},$$

et anéantir complètement le choc primaire au passage du courant d'une roue à l'autre de la turbine.

Au point B_2 de l'axe du canal mobile de la pompe ou du moteur soient :
v_2 ou v_2', la vitesse absolue du courant ;
u_2 ou u_2', la vitesse de rotation du point B_2 ;
w_2 ou w_2', la vitesse relative du courant par rapport à la roue mobile ;
α_2, l'angle compris entre les vitesses u_2 et v_2 ou u_2' et v_2' ;
β_2, l'angle compris entre les vitesses u_2 et w_2 ou u_2' et w_2'.
On a évidemment les relations géométriques :

$$\left.\begin{aligned} \overline{v_2} &= \overline{u_2} + \overline{w_2}. \\ \overline{v_2'} &= \overline{u_2'} + \overline{w_2'}. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Si l'on mène la droite joignant le point B_2 avec le point d'intersection de l'axe de la

turbine avec le plan du triangle des vitesses au point B_2, et qu'on projette sur cette droite les vitesses v_2 et w_2 ou v_2' et w_2', on obtiendra la projection commune :

$$\left.\begin{aligned} n_2 &= v_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 \\ n_2' &= v_2' \sin\alpha_2 = w_2' \sin\beta_2 \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

qui donne la vitesse normale du passage de l'eau par l'orifice d'aval de la roue mobile. L'aire nette S_2 de cet orifice, mesurée normalement à n_2 ou n_2', s'écrira :

$$S_2 = (2\pi r_2 - z e_2) b_2. \qquad (15)$$

Ici : r_2 est le rayon de la circonférence $b_2 B_2 b_2$;
z, le nombre des aubes de la roue mobile;
e_2, l'épaisseur des aubes, mesurée sur la circonférence $b_2 B_2 b_2$;
b_2, la largeur de l'orifice annulaire d'aval de la roue mobile, mesurée normalement au plan du triangle des vitesses au point B_2.

L'aire S_2 doit satisfaire à l'équation du débit réel par la roue mobile :

$$\left.\begin{aligned} q &= \varphi Q = S_2\, n_2. \\ q' &= \varphi' Q' = S_2 n'_2. \end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

Remarquons que les angles α_1 et β_1 sont donnés par la construction de la turbine à roue directrice et, par suite, restent constants, de sorte que les triangles des vitesses v_1, u_1, w_1 ou v_1', u_1', w_1', sont semblables pour toutes les charges H et pour toutes les allures de la marche normale correspondante de la turbine. Dans le triangle des vitesses v_2, u_2, w_2 ou v_2', u_2', w_2', il n'y a qu'un seul angle β_2 donné par la construction de la turbine, mais il est aisé de voir que l'angle α_2 reste aussi constant pour diverses vitesses de la marche normale. En effet, pour une turbine donnée à réaction, les relations $\frac{u_2}{u_1}$ et $\frac{w_2}{w_1}$ sont constantes puisque la première est égale au $\frac{r_2}{r_1}$ et la seconde à $\frac{S_1 \sin\beta_1}{S_2 \sin\beta_2}$, ce qui résulte de l'égalité des débits par les orifices S_1 et S_2. Mais nous venons de voir que $\frac{u_1}{w_1} = \text{const.}$; il en est donc de même pour la relation $\frac{u_2}{w_2}$, et puisque l'angle constructif β_2, compris entre u_2 et w_2, est aussi constant, tous les triangles des vitesses v_2, u_2, w_2, aussi bien que des vitesses v_2', u_2', w_2', sont semblables et, par conséquent, l'angle α_2 est aussi constant pour toutes les vitesses de la marche normale de la turbine.

En général, pour que les triangles des vitesses à l'entrée et la sortie de la roue mobile soient définis pendant la marche normale de la turbine, il faut que *trois* angles soient donnés par la construction, savoir : α_1, β_1, β_2 ou β_1, β_2, α_2; le quatrième angle sera défini par la condition de la continuité du courant à travers la roue mobile. Cette condition n'est pas remplie dans les turbines sans roue directrice [1], dans lesquelles les angles α_1 et α_2 ne sont pas définis par la construction; par suite, les triangles des vitesses ne restent pas semblables aux allures diverses et les chocs ou variations brusques de la direction de la vitesse absolue du courant à l'orifice S_1 de la roue mobile deviennent presque toujours inévitables.

Considérons maintenant la *turbine-pompe* et tâchons d'établir l'expression du moment des forces extérieures agissant sur le courant d'eau à l'intérieur de la roue mobile.

1. Telles sont, par exemple, les turbines motrices Cadiat, Combes, Whitelaw et la plupart des pompes centrifuges sans diffuseur à aubes fixes.

Nous allons suivre la voie indiquée encore par Euler (1754), en nous servant du théorème des moments des quantités de mouvements, qui s'énonce de la manière suivante :

Lorsque des forces extérieures $R_1, R_2, \ldots R_n$ agissent pendant un intervalle élémentaire de temps δt sur un système des masses matérielles $m_1, m_2, \ldots m_k$, la somme algébrique des moments des impulsions $R_1\delta t, R_2\delta t, \ldots R_n\delta t$ par rapport à un axe quelconque OX est égale à l'accroissement élémentaire du moment, par rapport au même axe, des quantités de mouvement du système matériel considéré, produit dans l'intervalle δt :

$$\begin{aligned} &\text{Mom.}\,(R_1\,\delta t)_{OX} + \text{Mom.}\,(R_2\delta t)_{OX} + \ldots + \text{Mom.}\,(R_n\delta t)_{OX} \\ &= \sum_1^k \text{Mom.}\,(mv_{t+\delta t})_{OX} - \sum_1^k \text{Mom.}\,(mv_t)_{OX}. \end{aligned} \tag{17}$$

Prenons, pour le système matériel $\sum_1^k m$, la masse d'eau remplissant, au moment t, l'intérieur de la roue mobile entre les orifices S_1 et S_2. Les forces extérieures agissant sur cette masse sont : 1° les actions $A_1, A_2, \ldots A_n$, normales et tangentes, des parois des canaux de la roue mobile ; 2° les pressions hydrodynamiques sur les orifices S_1 et S_2 de la roue, et 3° le poids de la masse d'eau considérée. Pour axe des moments, prenons l'axe positif OP de rotation de la turbine-pompe. Pour une turbine à injection totale, remplie complètement d'eau, les moments des impulsions des forces de la seconde et de la troisième catégories par rapport à l'axe OP, quelle que soit sa position dans l'espace, sont évidemment nuls; donc dans la première partie de l'équation (17) il ne reste que la somme des moments des impulsions des actions des parois des canaux mobiles :

$$\sum_1^n \text{Mom.}\,(A.\delta t)_{OP} = \delta t.\ \sum_1^n \text{Mom.}\,(A)_{OP} = \delta t.M,$$

M étant le moment des actions des parois par rapport à l'axe OP. Le travail de ces actions en une seconde représente la puissance interne P int. de la turbine-pompe. Donc, en désignant par ω la vitesse angulaire de la turbine, nous avons, en nous servant de l'équation (4) :

$$\text{P int.} = M.\omega = \frac{\Delta\varphi QH}{\eta_h}. \tag{18}$$

D'autre part, il est aisé de voir que, durant l'intervalle δt, la quantité de mouvement de la masse d'eau considérée $\sum_1^k m$ change de manière qu'elle reçoit une augmentation $\frac{\Delta\varphi Q}{g}.\delta t.v_1$ près de l'orifice S_1, et, en même temps, une diminution $\frac{\Delta\varphi Q}{g}.\delta t.v_2$ près de l'orifice S_2, de sorte que l'accroissement général du moment des quantités de mouvement de la masse $\sum_1^k m$, pendant le temps δt, s'exprime par la différence :

$$\frac{\Delta\varphi Q}{g}\,\delta t\,(v_1r_1\cos\alpha_1 - v_2r_2\cos\alpha_2),$$

$r_1 \cos\alpha_1$ et $r_2 \cos\alpha_2$ étant les bras des moments des quantités de mouvement acquises et perdues. L'équation (17) devient donc :

$$M.\delta t = \frac{\Delta\varphi Q}{g}\,\delta t\,(v_1r_1\cos\alpha_1 - v_2r_2\cos\alpha_2). \tag{19}$$

En divisant par δt et en multipliant par ω, nous obtenons, ayant égard au (18) :

$$\text{P int.} = \text{M}.\omega = \frac{\Delta\varphi \text{Q}}{g}(v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2), \qquad (20)$$

puisque $r_1\omega = u_1$ et $r_2\omega = u_2$;
ou encore :

$$\frac{\Delta\varphi \text{QH}}{\eta_h} = \frac{\Delta\varphi \text{Q}}{g}(v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2),$$

et définitivement, d'après les formules (3) :

$$x = \frac{\text{H}}{\eta_h} = \frac{v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2}{g} \frac{\text{kg.} \times \text{mt.}}{\text{kg.}} \qquad (21)$$

Si la même turbine travaille comme un moteur, qui tourne inversement à la pompe, et que l'eau parcourt aussi dans le sens opposé (fig. 3 et 4), l'accroissement du moment des quantités de mouvement de la masse d'eau $\sum_1^k m$ pendant l'intervalle δt, par rapport à l'axe positif OM de rotation du moteur (OM est dirigé en sens inverse à l'axe OP) aura pour expression :

$$\frac{\Delta\varphi' \text{Q}'}{g}\delta t(v_2' r_2 \cos\alpha_2 - v_1' r_1 \cos\alpha_1),$$

de sorte que le moment des actions des parois sur la masse $\sum_1^k m$, par rapport au même axe OM, s'écrira :

$$\sum_1^n \text{Mom.}(\text{A}')_{\text{OM}} = \frac{\Delta\varphi' \text{Q}'}{g}(v_2' r_2 \cos\alpha_2 - v_1' r_1 \cos\alpha_1). \qquad (22)$$

Or, dans les turbines motrices, ce ne sont pas les actions $\text{A}_1', \text{A}_2', \ldots \text{A}_n'$ des parois des canaux sur la masse $\sum_1^k m$ qui nous intéressent, mais les forces égales et réciproquement contraires, c'est-à-dire les réactions $\text{R}_1', \text{R}_2' \ldots \text{R}_n'$ de la masse $\sum_1^k m$ sur les parois des canaux ; ces réactions font tourner la roue mobile, et leur moment par rapport à l'axe OM est égal, mais de signe contraire au moment des actions $\text{A}_1', \text{A}_2', \ldots \text{A}_n'$.

Le moment moteur des réactions de l'eau sur la turbine motrice s'écrira donc :

$$\text{M}' = \sum_1^n \text{Mom.}(\text{R}')_{\text{OM}} = \frac{\Delta\varphi' \text{Q}'}{g}(v_1' r_1 \cos\alpha_1 - v_2' r_2 \cos\alpha_2). \qquad (23)$$

En multipliant cette équation par la vitesse angulaire ω' de rotation, nous obtenons la puissance interne de la turbine motrice :

$$\text{P}' \text{int.} = \text{M}'.\omega' = \frac{\Delta\varphi' \text{Q}'}{g}(v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2) \qquad (24)$$

puisque $r_1\omega' = u_1'$ et $r_2\omega' = u_2'$.

En comparant l'équation (24) avec l'équation (4*b*), nous obtenons :

$$\eta_h'.\Delta\varphi' \text{Q}' \text{H} = \frac{\Delta\varphi' \text{Q}'}{g}(v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2),$$

ou, enfin, en vertu des équations (3) :

$$x' = \eta_h' H = \frac{v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2}{g} \frac{\text{kg.} \times \text{mt.}}{\text{kg.}} \qquad (25)$$

Les expressions (21) et (25) constituent les formules fondamentales de la théorie des turbo-machines, car elles donnent le rendement hydraulique de l'installation en fonction des éléments cinématiques de la turbine. On voit que l'expression (25) pour x' peut être déduite de l'expression (21) pour x en y appliquant la règle de la marche inverse de la machine élévatoire.

En divisant les expressions (25) et (21) l'une par l'autre, nous trouvons :

$$\frac{x'}{x} = \eta_h \eta_h' < 1,$$

ce qui veut dire que, pour une même chute absolue H, l'énergie mécanique transmise par 1 kilog. d'eau à la roue mobile d'une turbine motrice est toujours inférieure à l'énergie mécanique enlevée par 1 kilog. d'eau à la roue mobile de la même turbine-pompe.

Pour que la turbine puisse travailler comme pompe ou comme moteur, il faut que les quantités x ou x' soient positives, c'est-à-dire il faut choisir les angles des triangles des vitesses, les rayons r_1 et r_2 et les aires S_1 et S_2 des orifices de la roue mobile, de manière qu'on ait :

$$\left.\begin{aligned} & v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2 > 0 \\ \text{ou :} \quad & \frac{v_1 \cos\alpha_1}{v_2 \cos\alpha_2} > \frac{u_2}{u_1} \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

Cette condition, satisfaite pour une vitesse quelconque de rotation de la turbine, le sera évidemment pour toutes les autres vitesses de la marche normale de cette turbine fonctionnant comme pompe ou comme moteur.

Comme exemple d'application de l'inégalité (26), nous allons résoudre le problème suivant : quelle est la condition constructive nécessaire pour qu'une turbine à aubes mobiles radiales planes puisse fonctionner comme pompe ou comme moteur dans les conditions de la marche normale, c'est-à-dire sans choc ou sans changement de direction de vitesse du courant à l'orifice d'amont S_1.

Puisque les aubes sont radiales, on a : $\beta_1 = \beta_2 = 90°$, et par suite :

$$v_1 \cos\alpha_1 = u_1,$$
$$v_2 \cos\alpha_2 = u_2.$$

La condition (26) devient alors :

$$\frac{u_1}{u_2} > \frac{u_2}{u_1}, \qquad \text{ou :} \qquad u_1 > u_2, \qquad \text{ou encore :} \qquad r_1 > r_2.$$

On voit donc que le rayon r_1 de l'orifice d'amont S_1 doit être plus grand que le rayon r_2 de l'orifice d'aval S_2 ; en d'autres termes, une turbine à aubes radiales planes peut fonctionner normalement, sans choc dans l'orifice S_1, comme pompe centrifuge ou comme moteur centripète (exemple : la turbine Thomson), mais pas comme pompe centripète ou moteur centrifuge.

Si la turbine est disposée de manière que $\alpha_2 = 90°$, c'est-à-dire que la vitesse v_2

soit normale à l'orifice S_2, ce qui est le cas ordinaire et recommandable pour le bon rendement hydraulique, la condition (26) revient à la suivante :

$$v_1 u_1 \cos\alpha_1 > 0 \qquad \text{ou} \qquad \alpha_1 < 90^\circ.$$

Si, au contraire, on a : $\alpha_1 = 90^\circ$, comme on le suppose dans les turbines motrices sans distributeur (Cadiat, Whitelaw, etc.), la condition (26) devient :

$$v_2 u_2 \cos\alpha_2 < 0 \qquad \text{ou} \qquad \alpha_2 > 90^\circ.$$

Ce cas est défavorable au bon rendement, car il augmente la vitesse v_2 et la perte d'énergie qui en résulte.

La condition (26) n'est cependant pas suffisante pour que la turbine puisse travailler comme moteur et comme pompe, ou pour qu'elle soit *réversible*. Chaque processus réversible doit être *continu*, sans ruptures du courant; pour cette raison, la turbine réversible doit encore : 1° être placée sous le niveau d'aval ou dans un tube aspirateur rempli complètement d'eau, et 2° avoir les canaux de la roue mobile toujours pleins d'eau, afin qu'il ne puisse naître dans le courant des cavités divisant la colonne d'eau et empêchant l'aspiration. La turbine réversible doit donc être à pression intérieure ou, comme on dit, *à réaction*, ce qui s'exprime par l'inégalité :

$$\varepsilon > 0, \tag{27}$$

où ε est le *degré de réaction* de la turbine, dont la définition précise et l'expression en fonction des éléments constructifs de la turbine seront données ultérieurement.

Les formules (21) et (25), donnant les valeurs de x et x' en fonction des vitesses, peuvent être mises sous d'autres formes qui nous seront utiles et que nous allons reproduire. Les triangles des vitesses (fig. 3 et 4) nous fournissent les équations suivantes :

a) Pompe :
$$\begin{cases} w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1\cos\alpha_1; \\ w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2\cos\alpha_2. \end{cases}$$

b) Moteur :
$$\begin{cases} w_1'^2 = v_1'^2 + u_1'^2 - 2v_1'u_1'\cos\alpha_1; \\ w_2'^2 = v_2'^2 + u_2'^2 - 2v_2'u_2'\cos\alpha_2. \end{cases}$$

En retranchant membre à membre, il vient :

$$\left.\begin{aligned} &a) \quad v_1u_1\cos\alpha_1 - v_2u_2\cos\alpha_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \\ &b) \quad v_1'u_1'\cos\alpha_1 - v_2'u_2'\cos\alpha_2 = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2} + \frac{u_1'^2 - u_2'^2}{2} - \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2} \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

de sorte que les formules (21) et (25) deviennent :

$$\left.\begin{aligned} &a) \quad x = \frac{H}{\eta_h} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \\ &b) \quad x' = \eta_h' H = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \frac{u_1'^2 - u_2'^2}{2g} - \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2g} \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

La comparaison de l'énergie mécanique d'un kilog. d'eau dans les orifices S_1 et S_2 de la roue mobile nous fournit les équations suivantes de Bernouilli :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \dfrac{v_2^2}{2g}+\dfrac{p_2}{\Delta}+z_2+x=\dfrac{v_1^2}{2g}+\dfrac{p_1}{\Delta}+z_1+y_m^{\iota} \\ b)\ \text{Moteur :} & \dfrac{v_2'}{2g}+\dfrac{p_2'}{\Delta}+z_2+x'+y_m^{\iota\prime}=\dfrac{v_1'^2}{2g}+\dfrac{p_1'}{\Delta}+z_1 \end{array}\right\} \quad (30)$$

Ici : z_1 et z_2 sont les hauteurs des centres des orifices S_1 et S_2 au-dessus d'un niveau constant et

$$p_1 \text{ et } p_2 \qquad \text{ou} \qquad p_1' \text{ et } p_2',$$

les pressions hydrodynamiques dans les orifices S_1 et S_2 pour la pompe ou pour le moteur ; y_m^{ι} ou $y_m^{\iota\prime}$, énergie mécanique d'un kilog. d'eau perdue inutilement ou transformée en chaleur à l'intérieur de la roue mobile.

Des équations (30) nous tirons la troisième formule pour les quantités x et x', savoir :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & x=\dfrac{v_1^2-v_2^2}{2g}+\dfrac{p_1-p_2}{\Delta}+z_1-z_2+y_m^{\iota} \\ b)\ \text{Moteur :} & x'=\dfrac{v_1'^2-v_2'^2}{2g}+\dfrac{p_1'-p_2'}{\Delta}+z_1-z_2-y_m^{\iota\prime} \end{array}\right\} \quad (31)$$

En comparant les expressions (29) et (31) pour x et x', nous recevons les équations suivantes :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \dfrac{p_1-p_2}{\Delta}+z_1-z_2+y_m^{\iota}=\dfrac{u_1^2-u_2^2}{2g}-\dfrac{w_1^2-w_2^2}{2g} \\ b)\ \text{Moteur :} & \dfrac{p_1'-p_2'}{\Delta}+z_1-z_2-y_m^{\iota\prime}=\dfrac{u_1'^2-u_2'^2}{2g}-\dfrac{w_1'^2-w_2'^2}{2g} \end{array}\right\} \quad (32)$$

qui servent pour calculer la différence des hauteurs piézométriques

$$\frac{p_1-p_2}{\Delta} \qquad \text{ou} \qquad \frac{p_1'-p_2'}{\Delta},$$

aux orifices d'amont et d'aval de la roue mobile d'une turbine-pompe ou d'une turbine motrice donnée, si les vitesses u et w de la marche normale sont connues. Les équations (31) servent de base pour la définition du degré de réaction de la turbine. Le premier membre de la seconde partie de l'équation (31) :

$$\frac{v_1^2-v_2^2}{2g} \qquad \text{ou} \qquad \frac{v_1'^2-v_2'^2}{2g},$$

représente le changement de l'énergie *cinétique* d'un kilog. d'eau dans la roue mobile : l'augmentation de l'énergie cinétique pour la pompe et la diminution pour le moteur. Les deux membres suivants :

$$\frac{p_1-p_2}{\Delta}+z_1-z_2 \qquad \text{ou} \qquad \frac{p_1'-p_2'}{\Delta}+z_1-z_2,$$

donnent le changement analogue de l'énergie *potentielle* d'un kilog. d'eau dans la roue mobile; le troisième membre :

$$+y_m^{\iota} \qquad \text{ou} \qquad -y_m^{\iota\prime},$$

est l'énergie mécanique d'un kilog. d'eau transformée dans la roue en énergie interne

(chaleur) et ensuite perdue comme énergie utilisable. Les quantités $z_1 - z_2$, y^t_m et $y^{t'}_m$ sont ordinairement très petites par rapport aux x et x'.

Nommons, avec le professeur G. Herrmann, les quantités composantes de x et x', mesurées en mètres :

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad \text{ou} \quad \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g},$$

la *charge active*[1] ou, ce qui serait peut-être plus précis, la *charge cinétique* soulevée par la roue mobile d'une pompe ou actionnant la roue d'un moteur ;

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^t \quad \text{ou} \quad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_m^{t'},$$

la *charge réactive*[2] ou, plutôt, la *charge potentielle*, soulevée par la roue d'une pompe ou actionnant la roue d'un moteur et

$$x = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^t \quad \text{ou} \quad x' = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_m^{t'},$$

la *charge totale*, soulevée par la roue d'une pompe, ou actionnant la roue d'un moteur.

Ceci posé, le degré de réaction de la turbine est le rapport de la charge réactive ou potentielle à la charge totale[3], c'est-à-dire, d'après les équations (32) :

$$\left.\begin{aligned}
&a)\ \text{Pompe :}\\
&\varepsilon = \frac{\dfrac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^t}{\dfrac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \dfrac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^t} = \frac{(u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}\\
&b)\ \text{Moteur :}\\
&\varepsilon' = \frac{\dfrac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_m^{t'}}{\dfrac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \dfrac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_m^{t'}} = \frac{(u_1'^2 - u_2'^2) - (w_1'^2 - w_2'^2)}{(v_1'^2 - v_2'^2) + (u_1'^2 - u_2'^2) - (w_1'^2 - w_2'^2)}
\end{aligned}\right\} \quad (33)$$

Il est aisé de voir que les expressions (33*a*) et (33*b*) sont identiques, puisque les triangles des vitesses dans la même turbine, travaillant normalement comme pompe et comme moteur, sont semblables. Nous avons donc :

$$\varepsilon = \varepsilon'. \qquad (34)$$

Nous allons voir ensuite que le degré de réaction ε de la turbine ne dépend ni de la chute absolue H, ni du rendement hydraulique, mais exclusivement des éléments constructifs de la turbine.

La définition du degré de réaction d'une turbine nous fournit les égalités :

1° Charge réactive $= \varepsilon \times$ charge totale ;

2° Charge active $= (1 - \varepsilon) \times$ charge totale ;

1. Actionsgefälle.
2. Reactionsgefälle.
3. Il y aurait donc lieu de substituer au terme peu satisfaisant : « le degré de réaction », un terme plus précis : « le degré potentiel » de la turbine.

qui peuvent s'écrire pour la pompe et pour le moteur comme il suit :

$$1^{\circ}\ \frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m{}^{l} = \varepsilon x = \frac{\varepsilon H}{\eta_h}, \quad \text{et :} \quad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_m{}^{l'} = \varepsilon x' = \varepsilon \eta_h' H\,;$$

$$2^{\circ}\ \frac{v_1{}^2 - v_2{}^2}{2g} = (1 - \varepsilon)\, x = \frac{(1 - \varepsilon)\, H}{\eta_h}, \quad \text{et :} \quad \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} = (1 - \varepsilon)\, x' = (1 - \varepsilon)\, \eta_h' H.$$

Le trinôme :

$$z_1 - z_2 + y_m{}^{l} \qquad \text{ou} \qquad z_1 - z_2 - y_m{}^{l'},$$

figurant dans les expressions (33) a une valeur à peu près négligeable, de sorte que la condition $\varepsilon > 0$, caractérisant une turbine à réaction, équivaut à la suivante :

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} > 0 \qquad \text{ou} \qquad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} > 0.$$

Cela veut dire que, dans une turbine à réaction, la pression hydrodynamique à l'intérieur de la roue mobile croît le long des canaux à partir de l'orifice d'aval vers l'orifice d'amont.

Mais, puisque l'orifice d'aval communique immédiatement avec le bief d'aval ou avec un tube aspirateur, rempli entièrement d'eau, il en résulte que les canaux mobiles d'une turbine à réaction sont aussi pleins d'eau, ou que le courant traversant la turbine à réaction est continu.

Nous voyons donc que les deux conditions suivantes sont nécessaires et suffisantes pour qu'une turbine puisse travailler comme pompe et comme moteur, ou qu'elle soit réversible :

1° La turbine doit être munie d'une roue directrice d'amont à aubes fixes ayant pour but de régulariser le courant en fixant les angles des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile. Ces angles, de même que les rayons r_1 et r_2 et les aires S_1 et S_2 des orifices d'amont et d'aval de la roue mobile, doivent être choisis de la manière qu'on ait, pendant la marche normale : $x > 0$, c'est-à-dire :

$$v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2 > 0. \tag{26}$$

Cette condition remplie, la condition $x' > 0$

ou :

$$v_1' u_1' \cos \alpha_1 - v_2' u_2' \cos \alpha_2 > 0$$

le sera aussi, et inversement, si $x' > 0$, on aura toujours $x > 0$.

2° Le courant d'eau entre les deux biefs, traversant la turbine, doit être continu, ce qui exige, premièrement, que la turbine soit noyée dans le bief d'aval ou enfermée dans un tube aspirateur, et, secondement, qu'elle soit à réaction ($\varepsilon > 0$), ce qui, pour la marche normale, conformément aux équations (33) et vu que $x > 0$ est exprimé par l'inégalité :

$$\left.\begin{aligned} &(u_1{}^2 - u_2{}^2) - (w_1{}^2 - w_2{}^2) > 0 \\ \text{ou :}\quad &(u_1'^2 - u_2'^2) - (w_1'^2 - w_2'^2 > 0. \end{aligned}\right\} \tag{35}$$

Afin de pouvoir profiter de ces *conditions de réversibilité* qui sont applicables à tous les systèmes de turbines, il nous reste d'établir les formules donnant les vitesses v, u, w,

n de la marche normale de la turbine en fonction de la charge absolue H, du rendement hydraulique η_h ou η_h' et des éléments constructifs de la turbine, en qualité desquels nous choisirons les six quantités suivantes :

$$A_1 = \operatorname{cotg}\alpha_1, \qquad A_2 = \operatorname{cotg}\alpha_2, \qquad B_1 = \operatorname{cotg}\beta_1, \qquad B_2 = \operatorname{cotg}\beta_2,$$
$$\rho = \frac{r_1}{r_2}, \qquad \sigma = \frac{S_1}{S_2}.$$

Ainsi qu'il sera démontré plus loin, ces six éléments constructifs sont liés par une équation de sorte qu'il n'y a entre eux que cinq variables indépendantes pouvant être choisies à volonté.

Nous procéderons par la voie suivante, qui semble donner les résultats les plus simples et les plus symétriques : après avoir exprimé toutes les vitesses en fonction de la vitesse n_1 ou n_1', nous les substituerons dans les équations (29) et nous obtiendrons la vitesse auxiliaire n_1 ou n_1' comme fonction de H, η_h ou η_h' et de six éléments constructifs ci-dessus. Les autres vitesses seront déduites de la vitesse n_1 ou n_1' au moyen des triangles des vitesses. Puisque les calculs sont identiques pour les turbines-pompes et pour les turbines motrices, nous nous bornerons à reproduire ceux qui se rapportent aux premières.

La condition du débit égal par les orifices d'amont et d'aval de la roue mobile, travaillant à pleine section, nous donne :

$$q = \varphi Q = S_1 n_1 = S_2 n_2,$$

d'où :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{S_1}{S_2} = \sigma \; ; \; n_2 = \sigma n_1. \tag{36}$$

La fig. 3 nous fournit :

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= n_1 \operatorname{cotg}\alpha_1 - n_1 \operatorname{cotg}\beta_1 = n_1 (A_1 - B_1). \\ u_2 &= n_2 \operatorname{cotg}\alpha_2 - n_2 \operatorname{cotg}\beta_2 = n_2 (A_2 - B_2). \end{aligned}\right\} \tag{37}$$

Mais on a :

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2} = \rho. \tag{38}$$

Donc :

$$\frac{n_1 (A_1 - B_1)}{\sigma n_1 (A_2 - B_2)} = \rho,$$

ou, définitivement :

$$A_1 - B_1 = \sigma\rho (A_2 - B_2). \tag{39}$$

C'est la liaison cherchée entre les six éléments constructifs de la turbine. Dans le cas ordinaire, où : $\alpha_2 = 90^\circ$, $A_2 = \operatorname{cotg} 90^\circ = 0$ et $\beta_2 = 180^\circ - \gamma_2$, l'équation (39) devient :

$$\operatorname{cotg}\alpha_1 - \operatorname{cotg}\beta_1 = \sigma\rho \operatorname{cotg}\gamma_2. \tag{40}$$

En revenant au cas général, on obtient facilement, au moyen de la figure 3 :

$$\left.\begin{aligned} v_1^2 &= n_1^2 (1 + A_1^2) \\ v_2^2 &= n_2^2 (1 + A_2^2) = \sigma^2 n_1^2 (1 + A_2^2) \end{aligned}\right\} \tag{41}$$

$$\left.\begin{aligned} u_1^2 &= n_1^2 (A_1 - B_1)^2 \\ u_2^2 &= n_2^2 (A_2 - B_2)^2 = \sigma^2 n_1^2 (A_2 - B_2)^2 \end{aligned}\right\} \tag{37}$$

$$\left.\begin{aligned} w_1^2 &= n_1^2 (1 + B_1^2) \\ w_2^2 &= n_2^2 (1 + B_2^2) = \sigma^2 n_1^2 (1 + B_2^2) \end{aligned}\right\} \tag{42}$$

En substituant les expressions (41), (37) et (42) dans les équations (29) et en reproduisant les calculs identiques pour les turbines motrices, d'après la fig. 4, on arrive, après quelques réductions, aux formules suivantes :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & x = \dfrac{H}{\eta_h} = \dfrac{n_1^2}{g}\left[A_1(A_1 - B_1) - \sigma^2 A_2(A_2 - B_2)\right] \\ b)\ \text{Moteur :} & x' = \eta_h' H = \dfrac{n_1'^2}{g}\left[A_1(A_1 - B_1) - \sigma^2 A_2(A_2 - B_2)\right] \end{array}\right. \quad (43)$$

En éliminant le binôme $A_2 - B_2$ au moyen de l'équation (39), on obtient :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & x = \dfrac{H}{\eta_h} = \dfrac{n_1^2}{g}(A_1 - B_1)\left(A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2\right) \\ b)\ \text{Moteur :} & x' = \eta_h' H = \dfrac{n_1'^2}{g}(A_1 - B_1)\left(A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2\right) \end{array}\right\} \quad (44)$$

d'où l'on déduit les expressions suivantes cherchées de la vitesse normale n_1 ou n_1' :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & n_1 = \sqrt{\dfrac{gH}{\eta_h(A_1 - B_1)\left(A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\ \dfrac{\text{mt.}}{\text{sec.}} \\ b)\ \text{Moteur :} & n_1' = \sqrt{\dfrac{\eta_h' gH}{(A_1 - B_1)\left(A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\ \dfrac{\text{mt.}}{\text{sec.}} \end{array}\right\} \quad (45)$$

Pour le cas le plus usuel, quand $\alpha_2 = 90^\circ$ et $A_2 = 0$, les formules précédentes se simplifient :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & n_1 = \sqrt{\dfrac{gH}{\eta_h A_1(A_1 - B_1)}}\ \dfrac{\text{mt.}}{\text{sec.}} \\ b)\ \text{Moteur :} & n_1' = \sqrt{\dfrac{\eta_h' gH}{A_1(A_1 - B_1)}}\ \dfrac{\text{met.}}{\text{sec.}} \end{array}\right. \quad (46)$$

Donc, dans ce cas, la vitesse normale n_1 ou n_1' ne dépend ni de $\sigma = \dfrac{S_1}{S_2}$, ni de $\sigma = \dfrac{r_1}{r_2}$. Toutes les autres vitesses qui se rapportent à la roue mobile s'obtiennent en fonction de la vitesse n_1 ou n_1' au moyen des formules (37), (41) et (42). Par exemple, pour les vitesses de rotation de la turbine, nous tirons des formules (37) les expressions générales suivantes :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & u_1 = \sqrt{\dfrac{gH(A_1 - B_1)}{\eta_h\left(A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\ \dfrac{\text{mt.}}{\text{sec.}} \\ b)\ \text{Moteur :} & u_1' = \sqrt{\dfrac{\eta_h' gH(A_1 - B_1)}{A_1 - \dfrac{\sigma}{\rho}A_2}}\ \dfrac{\text{mt.}}{\text{sec.}} \end{array}\right\} \quad (47)$$

Les vitesses moyennes v_i^c et $v_i^{c\prime}$ du courant dans une section quelconque F_i de la conduite CC joignant les deux biefs et laissant passer le débit Q ou Q′ s'obtiennent en fonction de n_1 ou n_1' comme il suit :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & Q = \dfrac{q}{\varphi} = \dfrac{S_1 n_1}{\varphi} = F_i v_i^c\ ;\ v_i^c = \dfrac{S_1}{F_i}\dfrac{n_1}{\varphi} = \mathscr{C}_i\dfrac{n_1}{\varphi} \\ b)\ \text{Moteur :} & Q' = \dfrac{q'}{\varphi'} = \dfrac{S_1 n_1'}{\varphi'} = F_i v_i^{c\prime}\ ;\ v_i^{c\prime} = \dfrac{S_1}{F_i}\dfrac{n_1'}{\varphi'} = \mathscr{C}\dfrac{n_1'}{\varphi'} \end{array}\right\} \quad (48)$$

Le rapport constructif

$$\mathscr{T}_i = \frac{S_1}{F_i} \qquad (49)$$

est toujours une fraction entière.

En multipliant les équations correspondantes (45) et (47) membre à membre et en posant $A_2 = 0$ ou $\alpha_2 = 90^\circ$, ce qui est le cas ordinaire, nous trouvons les équations :

$$\left.\begin{array}{ll} a) \text{ Pompe :} & u_1 n_1 = \dfrac{gH}{\eta_h A_1} \\ b) \text{ Moteur :} & u_1 n_1' = \dfrac{\eta_h' g H}{A_1} \end{array}\right\} \quad (50)$$

qui montrent que, pour les valeurs données de η_h ou η_h', H, A_1 et S_1 la vitesse de rotation u_1 ou u_1' de la roue mobile est inversement proportionnelle à la vitesse n_1 ou n_1' et par suite au débit $q = S_1 n_1$ ou $q' = S_1 n_1'$, ou, enfin, à la puissance intérieure P int. $= \Delta g \dfrac{H}{\eta_h}$ ou P′ int. $= \Delta q' \eta_h' H$ de la turbine.

Puisque nous avions :

$$\left.\begin{array}{lll} a) \text{ Pompe :} & v_0 = \dfrac{v_1}{\varkappa} \quad \text{et :} & n_0 = \dfrac{n_1}{\varkappa} \\ b) \text{ Moteur :} & v_0' = \dfrac{v_0'}{\varkappa'} \quad \text{et :} & n_0' = \dfrac{n_1'}{\varkappa'}, \end{array}\right\} \quad (51)$$

nous obtenons, en nous servant des équations (41) :

$$\left.\begin{array}{ll} a) \text{ Pompe :} & v_0 = \dfrac{n_1}{\varkappa}\sqrt{1 + A_1^2} = n_0 \sqrt{1 + A_1^2} \\ b) \text{ Moteur :} & v_0' = \dfrac{n^{1\prime}}{\varkappa'}\sqrt{1 + A_1^2} = n_0' \sqrt{1 + A_1^2}. \end{array}\right\} \quad (52)$$

En divisant les deux formules l'une par l'autre, nous trouvons le rapport des vitesses angulaires ou de rotation d'une même turbine fonctionnant normalement sous la même charge absolue H comme moteur ou comme pompe :

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{u_1'}{u_1} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}. \qquad (53)$$

Ce rapport étant une fraction régulière, la vitesse avec laquelle la turbine tourne normalement comme moteur est moindre que la vitesse du régime normale de cette même turbine travaillant comme pompe sous la même charge absolue H.

Le débit réel d'eau par la roue mobile s'écrira :

$$\begin{array}{ll} a) \text{ Pompe :} & q = \varphi Q = S_1 n_1 ; \\ b) \text{ Moteur :} & q' = \varphi' Q' = S_1 n_1'. \end{array}$$

Le rapport des débits réels q' et q, conformément aux équations générales (45), est exprimé par :

$$\frac{q'}{q} = \frac{n_1'}{n_1} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}. \qquad (54)$$

Il est évident que le rapport entre toutes les vitesses correspondantes de la roue

mobile v, u, w, n en régime normal d'une turbine travaillant comme moteur et comme pompe est égal au même radical :

$$\sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}.$$

Les équations (12) nous fournissent le rapport des débits Q et Q′ entre les deux biefs :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\varkappa}{\varkappa'}\sqrt{\eta_h \eta_h'} = \frac{\varphi}{\varphi'}\sqrt{\eta_h \eta_h'} \qquad (55)$$

Pour le rapport des vitesses correspondantes du courant dans les sections de la roue directrice et de la conduite CC laissant passer le débit Q ou Q′, comme, par exemple, les sections S_0 et F_i, les équations (48) et (52) nous donnent :

$$\left.\begin{aligned} \frac{v_0'}{v_0} &= \frac{n_0'}{n_1} = \frac{\varkappa}{\varkappa'}\frac{n_1'}{n_1} = \frac{\varphi}{\varphi'}\sqrt{\eta_h \eta_h'} \\ \frac{v_i^{c\prime}}{v_i^c} &= \frac{\varphi}{\varphi'}\frac{n_1'}{n_1} = \frac{\varphi}{\varphi'}\sqrt{\eta_h \eta_h'} \end{aligned}\right\} \qquad (56)$$

puisque nous avons toujours :

$$\frac{\varkappa}{\varkappa'} = \frac{\varphi}{\varphi'} \qquad (57)$$

Les puissances internes de la pompe et du moteur sont, en kilogrammètres par seconde, d'après les équations (4), (20) et (24) :

a) Pompe : $\quad P\ \text{int.} = M\omega = \Delta q x = \dfrac{\Delta q H}{\eta_h}$

b) Moteur : $\quad P'\ \text{int.} = M'\omega' = \Delta q' x' = \Delta q' \eta_h' H$

En divisant membre par membre ces équations, on a :

$$\frac{P'\ \text{int.}}{P\ \text{int.}} = \frac{M'\omega'}{M\omega} = \frac{q'}{q}\,\eta_h \cdot \eta_h',$$

et, en vertu des formules (53) et (54) :

$$\frac{P'\ \text{int.}}{P\ \text{int.}} = (\eta_h \cdot \eta_h')^{3/2}; \qquad \frac{M'}{M} = \eta_h \cdot \eta_h'. \qquad (58)$$

Par exemple, pour les valeurs moyennes $\eta_h = 0{,}75$, $\eta_h' = 0{,}80$, $\varphi = 1{,}04$, $\varphi' = 0{,}96$, ces rapports deviennent :

$$\frac{P'\ \text{int.}}{P\ \text{int.}} = 0{,}465\,; \qquad \frac{\varkappa'}{\varkappa} = \frac{M'}{M} = 0{,}600\,; \qquad \frac{\omega'}{\omega} = \frac{q'}{q} = \frac{n_1'}{n_1} = 0{,}774\,;$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{v_0'}{v_0} = \frac{n_0'}{n_0} = \frac{v_i^{c\prime}}{v_i^c} = 0{,}836.$$

Degré de réaction ε. — Pour établir l'expression du degré de réaction ou du degré potentiel ε en fonction des éléments constructifs de la turbine, nous substituerons

dans l'équation (33 *a*) les valeurs des vitesses données par les équations (37), (41) et (42), ce qui donnera, après quelques réductions :

$$\varepsilon = \frac{A_1 (A_1 - 2B_1) - \sigma^2 A_2 (A_2 - 2B_2) + \sigma^2 - 1}{2 (A_1 - B_1) \left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}. \qquad (59)$$

Le dénominateur de cette fraction est essentiellement positif parce qu'il équivaut, comme on voit par les équations (44), à $\frac{2gx}{n_1^2}$, qui doit être positif, comme on l'a démontré, pour que la turbine puisse réellement fonctionner. Donc la seconde condition de la réversibilité de la turbine s'écrira :

$$\varepsilon > 0,$$

ou :

$$A_1 (A_1 - 2B_1) - \sigma^2 A_2 (A_2 - 2B_2) + \sigma^2 - 1 > 0. \qquad (60)$$

Pour $\sigma = \frac{S_1}{S_2} = 1$, cette condition se simplifie et devient :

$$A_1 (A_1 - 2B_1) - A_2 (A_2 - 2B_2) > 0. \qquad (61)$$

Dans ce cas spécial, considérons les deux types de turbines caractéristiques suivants :

1° $\alpha_2 = 90°$ ou $A_2 = 0$, ce qu'on fait ordinairement dans les constructions modernes pour diminuer la vitesse inutile v_2. La condition (61) devient alors :

$$A_1 - 2B_1 > 0,$$

c'est-à-dire :

$$\operatorname{cotg} \alpha_1 > 2 \operatorname{cotg} \beta_1 \qquad \text{ou :} \qquad \operatorname{tg} \beta_1 > 2 \operatorname{tg} \alpha_1. \qquad (62)$$

La turbine est à réaction nulle ($\varepsilon = 0$) ou à libre déviation, lorsque :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 2 \operatorname{tg} \alpha_1.$$

2° $\beta_2 = 2\alpha_2$, ce qui équivaut à :

$$u_2 = w_2 \qquad \text{ou} \qquad u_2' = w_2',$$

condition que Poncelet a jugée comme la plus favorable pour le bon rendement hydraulique de la turbine en motrice. Dans ce cas, le second membre de la première partie de l'inégalité (61) devient :

$$\operatorname{cotg} \alpha_2 (\operatorname{cotg} \alpha_2 - 2 \operatorname{cotg} 2\alpha_2) = 1,$$

ce qui est facile à vérifier parce que :

$$\operatorname{cotg} 2\alpha_2 = \frac{\operatorname{cotg}^2 \alpha_2 - 1}{2 \operatorname{cotg} \alpha_2}.$$

La condition (61) prend donc la forme :

$$\operatorname{cotg} \alpha_1 (\operatorname{cotg} \alpha_1 - 2 \operatorname{cotg} \beta_1) > 1,$$

ou :

$$\operatorname{cotg} \beta_1 < \frac{\operatorname{cotg}^2 \alpha_1 - 1}{2 \operatorname{cotg} \alpha_1}.$$

Mais on a :

$$\operatorname{cotg} 2\alpha_1 = \frac{\operatorname{cotg}^2\alpha_1 - 1}{2 \operatorname{cotg} \alpha_1}.$$

Donc :

$$\operatorname{cotg} \beta_1 < \operatorname{cotg} 2\alpha_1$$

ou :

$$\beta_1 > 2\alpha_1. \qquad (63)$$

La turbine serait à réaction nulle ou à libre déviation, si :

$$\beta_1 = 2\alpha_1.$$

C'est justement la condition de la libre déviation énoncée par l'ancienne théorie des turbines, fondée par Poncelet. La théorie nouvelle développée par les auteurs allemands (Wiebe, G. Herrmann, C. Bach, F. Grashof) a démontré que, pour améliorer le rendement des turbines motrices, il faut remplacer la condition constructive $\beta_2 = 2\alpha_2$ par $\alpha_2 = 90°$, ou, en d'autres termes, disposer la turbine de manière que la vitesse absolue v_2 de l'eau à l'orifice d'aval de la roue mobile soit normale à cet orifice et égale à n_2. Ceci posé, la condition de la libre déviation pour les turbines ayant $\sigma = 1$ revient à la suivante :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 2 \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Coefficients φ et φ' de débit par la roue motrice. — Pour trouver les expressions de ces coefficients en fonction des éléments constructifs de la turbine, remarquons que $q - Q = (\varphi - 1) Q$ représente la perte d'eau par le joint dans la turbine-pompe et $Q' - q' = (1 - \varphi') Q'$ la même perte dans la turbine motrice. L'écoulement d'eau par le joint s'effectue grâce à la différence des pressions p_1 ou p_1' à l'intérieur du joint et p_3 ou p_3' à l'extérieur, en supposant que la colonne d'eau entourant la turbine soit continue. Nous pouvons donc écrire les formules suivantes pour le débit par le joint :

$$\left.\begin{aligned} &a)\ \text{Pompe :} && (\varphi - 1)\, Q = \mu s \sqrt{2g \frac{p_1 - p_3}{\Delta}} \\ &b)\ \text{Moteur :} && (1 - \varphi)\, Q' = \mu s \sqrt{2g \frac{p_1' - p_3'}{\Delta}} \end{aligned}\right\} \qquad (64)$$

Ici : s est l'aire annulaire du joint offrant libre passage à l'eau ;
μ le coefficient du débit par le joint égal, dans les conditions normales, selon les calculs de Grashof, à 0,33.

La différence des hauteurs piézométriques $\frac{p_1 - p_3}{\Delta}$ ou $\frac{p_1' - p_3'}{\Delta}$, produisant l'écoulement par le joint, se trouve facilement si l'on observe que l'endroit de la colonne liquide où règne la pression p_3 ou p_3' est situé à une hauteur z_1 au-dessus du niveau constant, et l'endroit à la pression p_2 ou p_2' à une hauteur z_2 au-dessus du même niveau et que ces deux régions sont reliées par une colonne d'eau relativement tranquille qui entoure la roue mobile. Nous pouvons donc écrire, d'après la loi hydrostatique :

$$\frac{p_3}{\Delta} + z_1 = \frac{p_2}{\Delta} + z_2 \qquad \text{ou} \qquad \frac{p_3}{\Delta} = \frac{p_2}{\Delta} - z_1 + z_2,$$

d'où :

$$\frac{p_1 - p_3}{\Delta} = \frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2. \qquad (65\ a)$$

De même, pour le cas d'une turbine motrice, on a :

$$\frac{p_1' - p_3'}{\Delta} = \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2. \qquad (65\ b)$$

Les secondes parties des équations (65) ne diffèrent des premières parties des équations (32) donnant les valeurs de la charge réactive d'une turbine que par des quantités y_m^t et $y_m^{t'}$, relativement très petites, et qu'on peut négliger en déterminant la perte au joint. Donc, en égalant les expressions (65) et (32), on trouve :

$$\left.\begin{array}{ll} a)\ \text{Pompe :} & \dfrac{p_1 - p_3}{\Delta} = \dfrac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^t = \varepsilon x = \dfrac{\varepsilon H}{\eta_h} \\ b)\ \text{Moteur :} & \dfrac{p_1' - p_3'}{\Delta} = \dfrac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_m^{t'} = \varepsilon x' = \varepsilon \eta_h' H \end{array}\right\} \qquad (66)$$

En substituant ces expressions, de même que les suivantes :

$$Q = \frac{q}{\varphi} = \frac{S_1 n_1}{\varphi} \qquad \text{et :} \qquad Q' = \frac{q'}{\varphi'} = \frac{S_1 n_1'}{\varphi'}$$

dans les équations (64), on a :

$$a)\ \text{Pompe :} \qquad \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) S_1 n_1' = \mu s \sqrt{2g\varepsilon \frac{H}{\eta_h}};$$

$$b)\ \text{Moteur :} \qquad \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right) S_1 n_1' = \mu s \sqrt{2g\varepsilon\eta_h' H}.$$

En y introduisant les valeurs de n_1 et n_1' données par les équations (45), on trouve finalement :

$$1 - \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{\varphi'} - 1 = \mu \frac{s}{S_1} \sqrt{2\varepsilon (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}, \qquad (67)$$

d'où entre φ et φ' la liaison :

$$\frac{1}{\varphi} + \frac{1}{\varphi'} = 2. \qquad (68)$$

Puisque le degré de réaction ε est exprimé déjà en fonction des éléments constructifs de la turbine, il en est de même pour les coefficients φ et φ' du débit par la roue mobile. A mesure que le degré de réaction ε décroît, toutes autres quantités restant les mêmes, les coefficients φ et φ' tendent ensemble vers l'unité, avec toujours $\varphi > 1$, $\varphi' < 1$, jusqu'à ce que la turbine devienne une turbine réversible parfaite, pour laquelle ε est une quantité positive très petite et $\varphi = \varphi' = 1$.

Rendements hydrauliques η_h et η_h'. — Les pertes inutiles d'énergie en kilogrammètres par kilogramme d'eau ou de charge (en mètres) que le courant d'eau éprouve pendant son passage du bief d'aval au bief d'amont ou inversement s'expriment par les formules :

$$y^c + y^t = \Sigma\zeta \frac{v_1^2}{2g} \qquad \text{et :} \qquad y^{c'} + y^{t'} = \Sigma\zeta' \frac{v_1'^2}{2g},$$

dans lesquelles v_1 et v_1' désignent les vitesses moyennes du courant ascendant et descendant

aux diverses sections du trajet entre les deux biefs, et ζ et ζ' sont les coefficients de pertes de charge provenant du frottement intérieur et extérieur du liquide et des chocs causés par les changements brusques des sections du courant. Les coefficients de perte de charge due au frottement ne dépendent pas de la direction du courant et sont donnés par l'expression :

$$\zeta_f = \zeta_f' = \lambda \frac{L_i}{D_i},$$

où : L_i est la longueur d'une portion de la conduite tubulaire de diamètre constant D_i ;
λ un coefficient variant un peu avec la vitesse v_i ou v_i' (dans le sens contraire), comme l'indique la formule de Weissbach : $\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{v_i}}$, mais qu'on prend généralement pour constant est égal à 0,025 (Zeuner).

Dans les canaux rectangulaires ayant une courbure prononcée, comme ceux des roues directrice et motrice, la perte de charge due au frottement est plus élevée que dans les conduites à section circulaire; pour les canaux d'une turbine, on accepte ordinairement la valeur $\zeta_f = \zeta_f' = 0{,}1$ et jusqu'à 0,125, en mesurant la perte de charge dans les canaux directeurs par $\zeta_f \frac{w_0^2}{2g}$ ou $\zeta_f \frac{v_0'^2}{2g}$, et dans les canaux mobiles par $\zeta_f \frac{w_2^2}{2g}$ ou $\zeta_f \frac{w_2'^2}{2g}$.

La perte de charge provenant du choc que le courant subit lorsque sa section transversale F_1 et sa vitesse moyenne V_1 se transforment brusquement en une section plus grande F_2 et en une vitesse plus petite V_2, liées par la condition de la continuité du courant : $F_1 V_1 = F_2 V_2$, s'exprime, conformément au principe de Borda-Carnot, par l'équation

$$\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = (1 - k)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_c \frac{V_1^2}{2g} \quad (69)$$

où : $k = \frac{F_1}{F_2} < 1$ est le rapport des aires de deux sections voisines du courant ;
$\zeta_c = (1 - k)^2$ est le coefficient de perte de charge due au choc considéré.

Si le courant passe dans la direction opposée, avec les vitesses V_2' et V_1' aux sections F_2 et F_1, la perte de charge qui provient de la contraction et ensuite de l'élargissement de la veine liquide dans la section étroite F_1, a pour expression, selon le même principe :

$$\frac{(V^* - V_1')^2}{2g} = \left(\frac{V^*}{V_1'} - 1\right)^2 \frac{V_1'^2}{2g} = \left(\frac{F_1}{F^*} - 1\right)^2 \frac{V_1'^2}{2g} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \frac{V_1'^2}{2g} = \zeta_c' \frac{V_1'^2}{2g} \quad (70)$$

où : V^* est la vitesse du courant dans la section contractée;
F^*, l'aire de cette section, déterminée par l'équation : $F^* V^* = F_1 V_1'$;
$\alpha = \frac{F^*}{F_1} < 1$, le coefficient de contraction de la veine liquide ;
$\zeta_c' = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2$ le coefficient de perte de charge due au choc accompagnant la contraction.

F. Grashof a démontré [1] que, théoriquement, et autant que sont vraies les suppositions sur lesquelles est fondée la formule précédente de Borda-Carnot, on doit avoir :

1. *Theorestiche Maschinenlehre*, t. III, § 29.

$$\left.\begin{aligned} 1 - k &= \frac{1}{\alpha} - 1 \\ \zeta_c &= \zeta_c' \end{aligned}\right\} \qquad (71)$$

c'est-à-dire :

Les expériences de Weissbach confirment ce résultat théorique pour les valeurs de $k = \frac{F_1}{F_2}$ variant entre les limites 1 et 0,5 ; pour les valeurs inférieures de k, il y a une divergence qui augmente à mesure que k diminue. Ainsi, pour $k = 0{,}1$, on trouve expérimentalement $\alpha = 0{,}62$, de sorte que

$$1 - k = 0{,}90\,; \qquad \frac{1}{\alpha} - 1 = 0{,}60.$$

Dans une installation hydraulique régulièrement construite, les changements brusques des sections du courant ne doivent pas avoir lieu, et les valeurs de $k = \frac{F_1}{F_2}$ sont toujours au-dessus de 0,5. Nous pouvons donc admettre l'égalité :

$$\zeta_c = \zeta_c'.$$

Cette analyse nous indique que les coefficients de pertes de charge dues au frottement et aux chocs sont les mêmes pour l'une et pour l'autre direction du courant.

Les équations (37), (41) et (42) nous font voir que toutes les vitesses absolues ou relatives v_k^m ou $v_k^{m'}$ du courant dans la roue mobile, correspondantes au débit q et q', sont des fonctions des vitesses n_1 ou n_1' de la forme :

$$v_k^m = \sigma_k n_1\,; \qquad v_k^{m'} = \sigma_k n_1',$$

où σ_k est une constante constructive caractéristique pour la vitesse considérée v_k^m ou $v_k^{m'}$. De même, les équations (48) nous montrent que la vitesse absolue v_i^c ou $v_i^{c'}$ du courant dans une section quelconque F_i de la roue directrice ou de la conduite CC, correspondant au débit Q et Q' s'exprime en fonction des vitesses n_1 ou n_1' ainsi :

$$v_i^c = \tau_i \frac{n_1}{\varphi}\,; \qquad v_i^{c'} = \tau_i \frac{n_1'}{\varphi'},$$

τ_i étant une constante constructive caractéristique pour la vitesse considérée v_i^c ou $v_i^{c'}$.

Ceci étant constaté, nous voyons que la perte totale de charge du courant entre les deux biefs peut être représentée sous la forme générale suivante :

$$\left.\begin{aligned} &a)\ \text{Pompe :} \quad y^c + y^t = \Sigma\zeta_k\sigma_k^2 \frac{n_1^2}{2g} + \Sigma\zeta_i \frac{\tau_i^2}{\varphi^2}\frac{n_1^2}{2g} = \left(M + \frac{N}{\varphi^2}\right)\frac{n_1^2}{2g} \\ &b)\ \text{Moteur :} \quad y^{c'} + y^{t'} = \Sigma\zeta_k\sigma_k^2 \frac{n_1'^2}{2g} + \Sigma\zeta_i \frac{\tau_i^2}{\varphi'^2}\frac{n_1'^2}{2g} = \left(M + \frac{N}{\varphi'^2}\right)\frac{n_1'^2}{2g} \end{aligned}\right\} \qquad (72)$$

où les quantités M et N représentent les fonctions suivantes connues des éléments constructifs de l'installation hydraulique et des coefficients ζ de différentes pertes de charge :

$$M = \Sigma\zeta_k\sigma_k^2\,; \qquad N = \Sigma\zeta_i\tau_i^2. \qquad (73)$$

Pour la plupart des cas on a :

$$M < N.$$

En divisant les équations (72) par H et en observant que d'après les équations (3) :

$$\frac{y^e + y^t}{H} = \frac{1}{\eta_h} - 1 \qquad \text{et :} \qquad \frac{y^{e'} + y^{t'}}{H} = 1 - \eta_h'.$$

et les équations (45) :

$$\frac{n_1^2}{2gH} = \frac{1}{2\eta_h (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)} \qquad \text{et :} \qquad \frac{\eta_1'^2}{2gH} = \frac{\eta_h'}{2 (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)},$$

nous trouvons :

$$\left.\begin{aligned} &a) \text{ Pour la pompe :} \quad 1 - \eta_h = \frac{M + \frac{N}{\varphi_2}}{2 (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)} \\ &b) \text{ Pour le moteur :} \quad \frac{1}{\eta_h'} - = \frac{M + \frac{N}{\varphi'^2}}{2 (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)} \end{aligned}\right\} \qquad (74)$$

Ces formules générales servent pour calculer à l'avance, et indépendamment de la charge absolue H, les rendements hydrauliques maxima η_h et η_h' d'une turbine donnée en fonction des éléments constructifs de toute l'installation hydraulique et des coefficients des pertes de charge.

On voit aisément que la valeur de η_h' peut être obtenue de celle de η_h d'après la règle de la machine élévatoire en marche inverse.

En divisant les formules (74) l'une par l'autre, nous trouvons la relation entre les rendements hydrauliques d'une turbine réversible fonctionnant comme moteur et comme pompe :

$$\frac{1}{\eta_h'} - 1 = K (1 - \eta_h) \qquad (75)$$

où le coefficient constructif K est de :

$$K = \frac{M + \frac{N}{\varphi^2}}{M + \frac{N}{\varphi^2}} = \frac{\frac{M}{N} + \frac{1}{\varphi'^2}}{\frac{M}{N} + \frac{1}{\varphi^2}} \qquad (76)$$

Puisque $\varphi' < 1 < \varphi$, on a : $\frac{1}{\varphi^{2'}} > \frac{1}{\varphi^2}$, et, par suite :

$$K > 1.$$

Dans les constructions modernes, soigneusement étudiées, les valeurs extrêmes des coefficients de débit par la roue mobile sont de $\varphi = 1{,}04$, $\varphi' = 0{,}96$, d'où :

$$\text{minim. } \frac{1}{\varphi^2} = 0{,}92 : \qquad \text{maxim. } \frac{1}{\varphi'^2} = 1{,}08.$$

Le rapport $\frac{M}{N}$ est ordinairement une fraction régulière qui peut atteindre l'unité lorsque la conduite CC est entièrement supprimée. A mesure que la longueur de cette conduite augmente, le rapport $\frac{M}{N}$ diminue et le coefficient K croît en tendant vers sa limite supérieure :

$$\text{max. } K = \text{max. } \frac{\varphi^2}{\varphi'^2} = 1{,}17, \text{ ou environ } 1{,}2.$$

Avec les valeurs extrêmes des coefficients φ et φ' et le rapport $\frac{M}{N}$ égal à 0,75, nous avons pour la valeur correspondante de K :

$$K = \frac{0{,}75 + 1{,}08}{0{,}75 + 0{,}92} = 1{,}10.$$

Par suite l'équation (75) nous donne :

Pour :	$\eta_h = 0$,	$\eta_h = 0{,}48$
—	$\eta_h = 0{,}50$,	$\eta_h' = 0{,}64$
—	$\eta_h = 0{,}75$,	$\eta_h' = 0{,}78$.

Si le degré de réaction ε de la turbine est très faible et si l'on peut négliger la perte au joint entre la roue mobile et la roue directrice, c'est-à-dire poser : $\varphi = \varphi' = 1$, la turbine devient ce que nous appelons une turbine réversible parfaite, pour laquelle $K = 1$, indépendamment de la longueur de la conduite CC, et l'équation (75) prend la forme simple :

$$\eta_h + \frac{1}{\eta_h'} = 2. \qquad (77)$$

Dans ce cas, les variations correspondantes de η_h et η_h' sont :

Pour	$\eta_h = 0$,	$\eta_h' = 0{,}50$
—	$\eta_h = 0{,}50$	$\eta_h' = 0{,}67$
—	$\eta_h = 0{,}75$,	$\eta_h' = 0{,}80$.

On voit que, pour une turbine réversible, les rendements hydrauliques η_h et η_h' sont d'autant plus rapprochés qu'ils sont plus élevés, mais que, toujours, quelle que soit la valeur de K, on a :

$$\eta_h < \eta_h \qquad (78)$$

c'est-à-dire que le rendement hydraulique de la turbine fonctionnant comme pompe est inférieur au rendement hydraulique de cette même turbine fonctionnant comme moteur. De plus, dans les turbines réversibles parfaites, les rendements hydrauliques η_h et η_h' sont plus éloignés l'un de l'autre que dans les turbines réversibles ordinaires avec $K > 1$. Les équations (75) et (77) nous montrent que, pour avoir $\eta_h > 0$, il faut que : η_h' soit $> 0{,}50$. Il en résulte qu'*une turbine motrice ne peut être transformée en une turbine-pompe que si son rendement hydraulique η_h' dépasse 0,50*. Au contraire, *la transformation inverse d'une turbine-pompe en une turbine motrice est toujours possible, quel que soit le rendement hydraulique η_h de la première.*

Les résultats qui viennent d'être exposés constituent la démonstration des six propositions énoncées au commencement de ce mémoire.

CONCLUSIONS ET RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX.

A propos des valeurs comparatives du rendement hydraulique des turbines à réaction et à libre déviation, on pourrait remarquer que les processus réversibles ont généralement un rendement supérieur à celui des processus non réversibles ayant lieu pour la même différence des potentiels ou pour la même chute absolue $H = E_1 - E_2$. Aussi le rendement hydraulique des turbines réversibles (à réaction) dépasse-t-il le rendement hydraulique des turbines irréversibles (à libre déviation). D'autre part, les turbines à réaction ont des coefficients du débit par la roue mobile : $\varphi > 1$ et $\varphi' < 1$, ce qui influe d'une manière défavorable sur les valeurs des rendements nets η_n ou η_n' de l'installation hydraulique qui sont données par les équations (6). Il n'en est pas de même dans les turbines à libre déviation. La question du maximum du rendement net en fonction du degré de réaction de la turbine ne se prête cependant pas à une solution théorique générale et exige des calculs comparatifs dans chaque cas particulier.

Les formules générales (47), (50) et (54), valant pour toutes sortes de turbines, nous montrent que, pour un angle α_1 donné, la marche normale de la turbine est d'autant plus rapide et le degré de réaction ε d'autant plus voisin de l'unité que l'autre angle constructif β_1 est plus grand et s'approche plus de sa limite de 180°. Ainsi, par exemple, les pompes centrifuges avec les aubes recourbées en arrière (genre Fink), d'angles β_1 égaux environ à 170°, ont une grande vitesse de marche, mais nécessitent une puissance relativement médiocre pour élever un débit également médiocre à une hauteur H donnée. Elles n'influent presque pas sur la force vive du courant et font principalement croître son énergie potentielle en forme de pression hydrodynamique, ce qui est dû au haut degré de réaction de la pompe Fink, voisin de l'unité. D'autre part, les pompes centrifuges du genre Rittinger ou Schabaver, dans lesquelles $\beta_1 = 90°$, c'est-à-dire où les extrémités des aubes sont dirigées normalement à l'orifice d'amont, ont une allure normale moins rapide et un degré de réaction ε égal à 0,5 (d'après la formule (59) pour $B_1 = 0$, $A_2 = 0$, $\sigma = 1$) ; elles exigent par conséquent de plus fortes puissances et ont des débits plus considérables, en augmentant également la force vive et la pression hydrodynamique du courant. Si β_1 est $< 90°$, les aubes de la roue mobile sont recourbées à l'avant, la turbine-pompe se rapproche du genre actif ou à libre déviation, nécessite une grande puissance et donne un fort débit; elle contribue principalement à augmenter la force vive du courant, ce qui la rend la mieux appropriée au rôle du ventilateur (pompe pneumatique).

Faisons encore une remarque sur le rendement des diverses pompes centrifuges. Dans les turbines-pompes sans aubes directrices d'amont, comme la plupart des pompes centrifuges actuelles, la vitesse normale n_1 de l'eau sortant de l'orifice d'amont S_1 est perdue par le choc contre les parois du canal collecteur en spirale. Il y a donc intérêt à diminuer, dans ces pompes, la vitesse n_1, ce qui exige, d'après les formules (46) et (59), la diminution possible du membre $B_1 = \text{cotg}\ \beta_1$ ou l'augmentation de l'angle β_1 et du degré de réaction ε. C'est pour cela que les pompes centrifuges ayant un haut degré de réaction (β_1 voisin de 170°) ont un meilleur rendement hydraulique que les pompes ayant $\beta_1 = 90°$ ou $\beta_1 < 90°$, bien qu'elles donnent lieu à une plus grande fuite au joint. Donc, dans les pompes centrifuges ordinaires, on doit s'éloigner de la libre déviation. Il est évident que cette observation ne s'applique pas aux turbines-pompes munies d'aubes directrices au collecteur, comme, par exemple, la turbine-pompe de M. Schabaver, dans laquelle $\beta_1 = 90°$, mais où le courant, sortant de l'orifice S_1, est amené par les aubes fixes à une direction à peu près coïncidante avec l'axe géométrique du collecteur en spirale.

Dans tout ce qui précède, nous n'avons pas eu le moindre besoin de parler de la force centrifuge du liquide, à laquelle on attribue quelquefois un rôle actif dans le fonctionnement des turbines-pompes, nommées pompes centrifuges. Cette opinion est mal fondée, car la force centrifuge, en temps que force fictive d'inertie, ne peut produire aucun travail réel. Dans une turbine-pompe, l'énergie du courant s'élève grâce aux réactions des canaux mobiles sur l'eau, indépendamment de la direction dans laquelle le courant traverse la roue. L'expérience, qu'il est facile de reproduire en petite échelle, justifie ces considérations théoriques ; il suffit de faire tourner un modèle de la turbine Jonval ou Fourneyron noyée sous le niveau d'aval avec une vitesse u indiquée par l'équation (47 a) dans le sens contraire à sa marche comme turbine motrice, pour réaliser une turbine-pompe axiale ou une turbine-pompe radiale centripète donnant un courant ascendant d'eau. Pour la première fois, le renversement de la turbine motrice Fourneyron en une pompe centripète a été réalisé dans notre laboratoire hydraulique de l'Institut des Ingénieurs des voies de communication à Saint-Pétersbourg, au mois de décembre 1903, après des longues tentatives restées d'abord sans succès à cause du faible rendement hydraulique η_h' de la turbine motrice qui a servi pour les expériences. Ce vieux modèle, daté de 1860, et dont les éléments constructifs principaux sont : $D_0 = 2r_0 = 91$ millimètres, $D_1 = 2r_1 = 101$ millimètres, $D_2 = 2r_2 = 137$ millimètres, $b_0 = 20$ millimètres, $b_1 = b_2 = 18$ millimètres, $\alpha_1 = 42^\circ$, $\beta_1 = 113^\circ$, $\gamma_2 = 180^\circ - \beta_2 = 24^\circ$, $z_0 = 12$, $z = 24$, $t_0 = 23$ mm. 8, $e_0 = 1$ mm. 8, $t_1 = 13$ mm. 2, $e_1 = 12$ mm. 1, $\rho = \frac{r_1}{r_2} = 0{,}737$, $S^0 = S_1 = 5.227$ millimètres carrés, $S_2 = 6.696$ millimètres carrés, $s = 773$ millimètres carrés, $\sigma = \frac{S_1}{S_2} = 0{,}781$, $\frac{s}{S_1} = 0{,}148$ avant d'être transformé en pompe a reçu successivement des améliorations suivantes : 1° On a rempli avec de l'asphalte et arrondi les angles rentrants des canaux directeurs pour amortir le choc du courant qui change brusquement dans la roue directrice sa vitesse horizontale v_0 en une vitesse verticale ; 2° on a aménagé une demi-coupole métallique sur le coude que le courant ascendant traverse à la sortie de la bâche enfermant la turbine ; 3° enfin, on a muni la turbine d'un diffuseur Boyden, entourant la roue mobile et ayant 12 aubes radiales qui dirigent l'entrée normale de l'eau dans l'orifice S_2 de la roue mobile et empêchent le tourbillonnement d'eau autour d'elle. Ces préparatifs ayant été accomplis, la turbine noyée fut mise en mouvement par un moteur électrique, et lorsque sa vitesse a été portée à 1.120 tours par minute, la turbine amorça et jeta l'eau à la hauteur de 0 m. 25, ce qui correspond, en marche normale, à un rendement hydraulique de la turbine-pompe $\eta_h = 0{,}16$, ou à un rendement hydraulique de la turbine motrice $\eta_h' = 0{,}50$, puisque, en adoptant $\mu = 0{,}6$, on a : $\varphi = 1{,}07$, $\varphi' = 0{,}94$, $M = 0{,}62$, $N = 1{,}26$, $\frac{M}{N} = 0{,}49$, $K = 1{,}19$. Ce mauvais rendement de la turbine-pompe Fourneyron est dû principalement à son faible degré de réaction $\varepsilon = 0{,}26$, ayant pour effet que les 74 p. 100 de l'énergie du courant engendrée dans la roue mobile sont en état de force vive presque entièrement absorbée en remous dans les détours des canaux directeurs qui se rétrécissent vers l'axe de la turbine. L'expérience confirme donc le résultat théorique : qu'il faut éviter d'attribuer aux turbines-pompes un faible degré de réaction, lorsque les canaux directeurs ne sont pas aménagés de manière à pouvoir transformer graduellement la grande vitesse du courant en pression. La seconde cause du mauvais rendement hydraulique de la turbine-pompe Fourneyron expérimentée consiste en ce que l'angle α_2, défini par l'équation (39), n'est que 67°, au lieu de 90°, tandis que le diffuseur Boyden est pourvu d'aubes radiales, ce qui donne naissance à un choc nuisible dans l'orifice d'aval de la roue mobile.

Le renversement de la turbine motrice axiale (par exemple celle de Jonval) en une turbine-pompe s'effectue sans aucune difficulté et donne un rendement hydraulique η_h égal environ à 0,5.

Comme exemple du renversement rationnel et économique de la turbine radiale, signalons la pompe centrifuge à aubes directrices fixes qui, soumise à une charge hydraulique d'amont reçoit un mouvement inverse à son propre et devient une turbine motrice à limaçon spiraloïde (« Spiral-turbine » des Allemands), dont nous avons d'assez nombreux spécimens dans les dernières constructions (par exemple celles des maisons Escher Wyss et Cie, Neyret-Brenier et Cie, Voith et Cie, Briegleb-Hansen et Cie, etc.). Nous croyons donc qu'on pourrait avec raison remplacer le terme usuel « pompes centrifuges », donnant implicitement une fausse idée sur le rôle de la force centrifuge, par un terme plus général et plus exact : « turbines-pompes », qui n'exclut pas la pompe centripète et unifie ces machines avec les turbines motrices en une classe commune de mécanismes nommés « turbines » ou, selon la terminologie de M. Rateau, « turbo-machines ».

L'absence des aubes directrices d'amont, dans la plupart des pompes centrifuges, ne semble pas empêcher de les dénommer turbines-pompes, car nous avons toute une série de turbines motrices sans distributeur (comme celles de Cadiat, Whitelaw, etc.) qui conservent néanmoins leur dénomination de turbines. Peut-être l'identité de mécanisme de la turbine motrice et de la turbine-pompe amènera-t-elle des perfectionnements dans la construction de cette dernière et, en particulier, favorisera-t-elle l'emploi commun des aubes directrices dans le canal spiraloïde collecteur, ce qui est déjà généralement adopté pour les turbines motrices du même type ?

ÉTUDE SUR LE MOULAGE MÉCANIQUE

Par **P. Avaurieu**,

Professeur à l'École nationale d'Arts et Métiers de Lille.

(*Suite* [1]).

Les machines que nous allons examiner diffèrent des précédentes par la méthode employée pour démouler ; à l'inverse des machines déjà décrites, la plaque renversable restera sur un axe fixe, et la partie de moule sera retirée au-dessous de celle-ci.

Nous emprunterons au rapport présenté par M. L.-M. Cord au congrès de la Société des fondeurs de Philadelphie et reproduit par le journal *The Mechanical World* la description d'un de ces outils construit par la maison Darling et Sellers Limited de Keighley. Les fig. 38, 39, 40, 41 [2] représentent deux types de ces outils ; la fig. 38, une machine à plaque renversable excentrée par rapport à ses deux tourillons, dans le but de faciliter le renversement de la plaque ; ces tourillons sont tenus dans des cages venues de fonte à la partie supérieure des montants. Le renversement de la table est fait au moyen de deux roues cylindriques, l'une d'elles commandée par le volant vu à droite de la fig. 38 ; le serrage du sable dans les châssis placé au-dessus de la table est effectué à la main, le châssis étant relié à la plaque par des taquets à ressort vus au-dessus de celle-ci dans la gravure. Le moule serré, on fait tourner la plaque de 180° et on la fixe dans cette position par le procédé représenté fig. 39, que nous décrirons un peu plus loin.

Au moyen du volant vu à gauche de la fig. 38, on soulève par l'intermédiaire d'un jeu d'engrenages, les crémaillères cylindriques vues entre les montants et le plateau qui les réunit à leur partie supérieure, jusqu'à ce que celui-ci presse contre la partie inférieure du moule situé après renversement au-dessous de la plaque, on détache le moule de celle-ci et le démoulage s'opère en descendant les crémaillères, le plateau et le moule qu'il supporte. Le guidage est assuré par les glissières des tiges cylindriques taillées en crémaillère.

Les fig. 39 à 41 représentent, d'après le rapporteur, la dernière construction ; en fig. 39, une vue en élévation et une demi-coupe longitudinale, en fig. 40 et 41 une coupe transversale et un plan de la table. La plaque renversable n'est pas excentrée et les modèles sont fixés directement sur sa partie supérieure.

La position de la plaque est assurée par des vis *b* réglées une fois pour toutes, et le renversement est empêché par les poignées *c*. Cette disposition ne permet de faire tourner la plaque que dans un sens marqué par l'échancrure faite dans l'angle de la plaque fig. 41.

Les châsssis sont reliés à la plaque renversable au moyen de vis prenant dans des écrous placés dans les rainures de celle-ci de manière à pouvoir utiliser des châssis de dimensions différentes. Le serrage du sable est effectué à la main et le démoulage a lieu après avoir tourné la plaque de 180° de la façon suivante.

1. *Revue de Mécanique* de mars 1904, p. 209.
2. *The Mechanical World*, 14 mars 1902.

Le plateau D (fig. 39) sur lequel est placé le chariot de démoulage L, est fixé à deux tiges E, portant chacune une coulisse F, dans laquelle est placé le bouton d'une des manivelles G, calées sur l'arbre H, commandé par le levier J. Un contrepoids K équilibre le poids de l'appareil de démoulage, et celui-ci est opéré en soulevant au moyen de J le chariot L contre le dessous du demi-moule placé au-dessous de la plaque; on détache alors le demi-moule et on redescend le tout à sa position primitive, le guidage est assuré par des glissières fixées sur les montants et vues dans la demi-coupe longitudinale.

On retire le chariot L à l'extérieur de la machine en le faisant rouler sur M, et, une

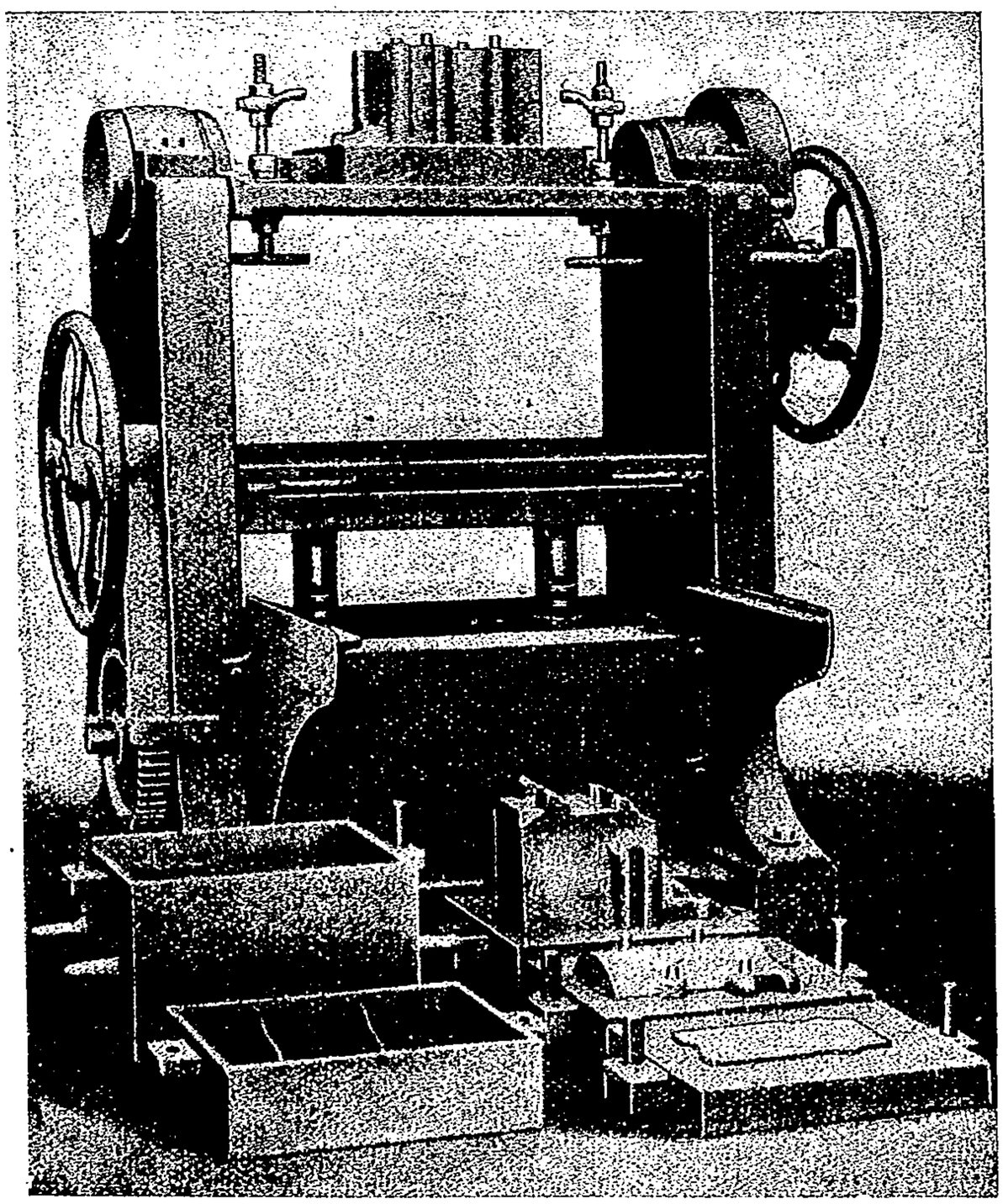


Fig. 38. — Machine *Darling et Sellers* (1er type).

fois le demi-moule enlevé, on replace L dans la position indiquée par la figure. Comme on n'utilise qu'un côté de la plaque renversable, il faut retourner celle-ci de 180° pour recommencer l'opération. Les mécanismes sont mis à l'abri du sable par les plaques *o* et *f*. Nous sommes assez surpris que l'on n'utilise qu'un côté de la plaque renversable, c'est l'abandon voulu de l'un de ses principaux avantages ; cette machine ne présente d'ailleurs aucune particularité lui donnant une supériorité quelconque sur les outils similaires, par exemple la machine décrite à la suite de celle-ci, et qui est très employée en France.

Le rapport très documenté de M. L. Cord préconise fortement l'emploi des planches peignes, et nous nous associons pleinement à cette manière de voir; il nous semble cependant qu'une belle occasion de mettre ce procédé en relief a échappé au rapporteur. Si la

plaque renversable n'est utilisée que pour faire une partie de moule, surtout celle représentée sur la gravure, qui présente de hautes parois verticales, nous n'hésitons pas à dire que son emploi n'est pas justifié, et qu'il est aussi simple d'employer une machine à plaque fixe munie d'un peigne de démoulage; on fera autant de moules, et la machine est plus simple ; quant à la confection du peigne, son prix est négligeable quand on l'obtient par des procédés de moulage que nous examinerons par la suite.

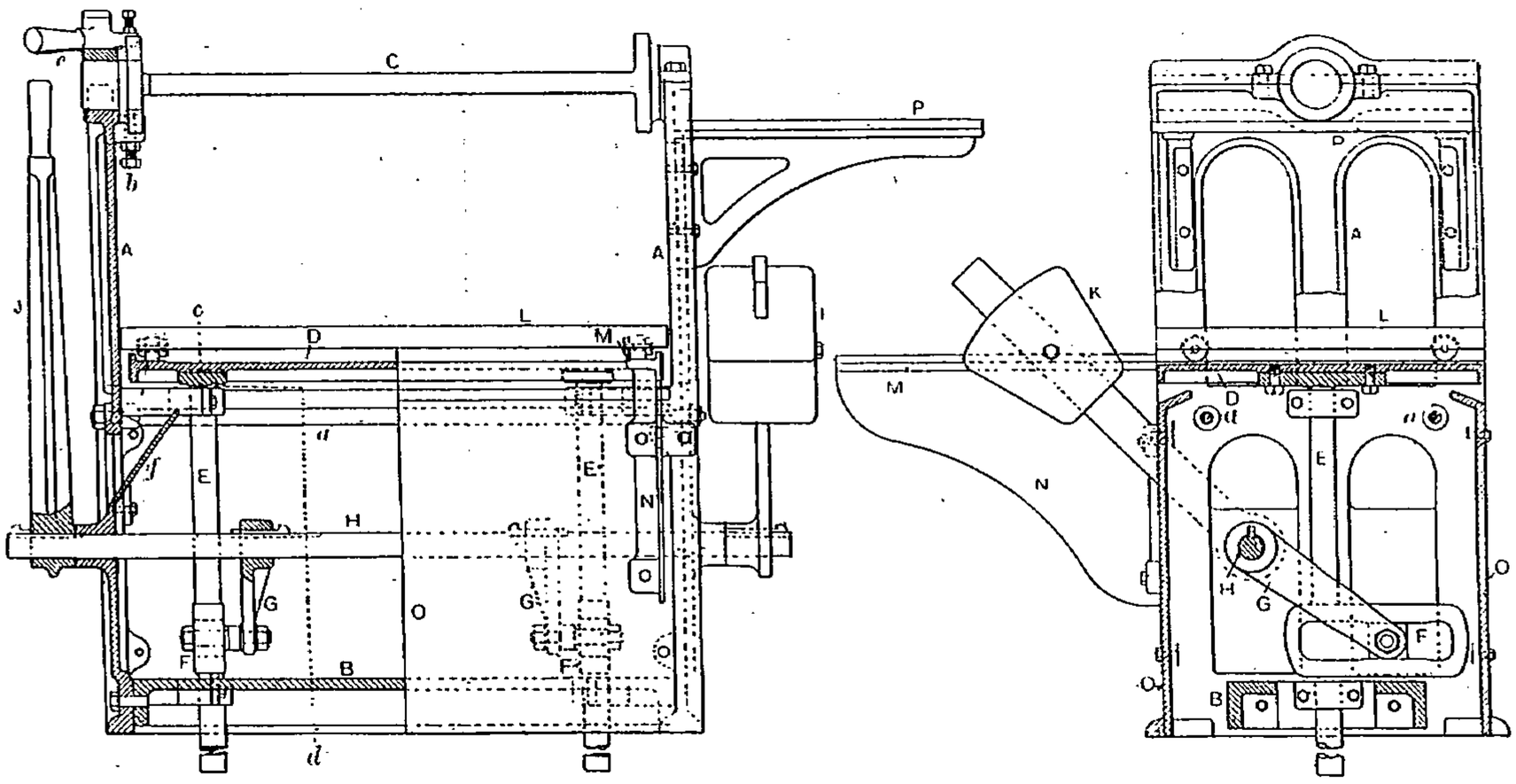


Fig. 39. Fig. 40.

La fig. 42 indique la disposition d'ensemble d'une machine que nous avons vu employer en France et qui démoule de la même façon que la précédente. Les deux montants fixes A, reliés à leur partie inférieure par une plaque de fondation, sont terminés à leur partie supérieure par deux larges portées recevant les tourillons de la plaque renversable. Celle-ci est tenue dans sa position horizontale par deux supports F, mis à cheval sur l'un des montants; on fixe de chaque côté les plaques à une face ou les couches; les

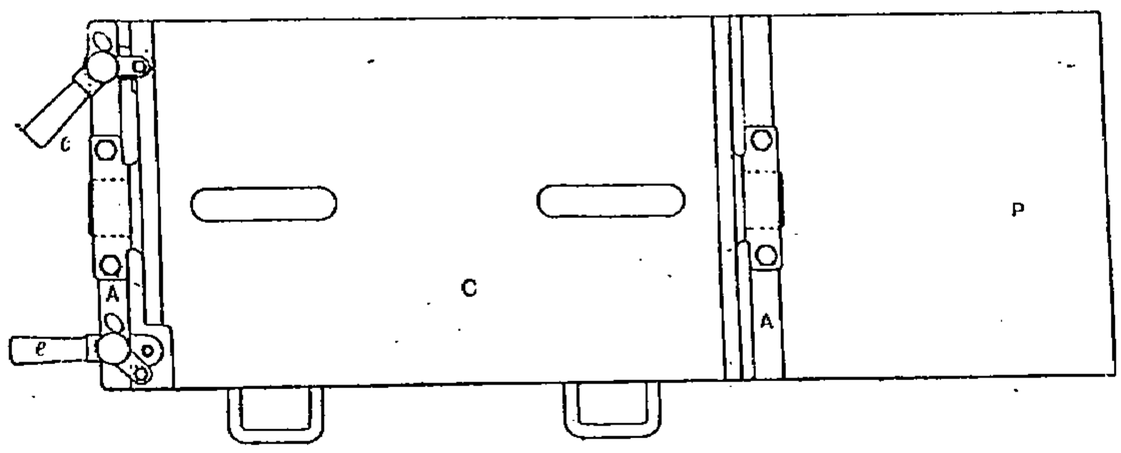


Fig. 39-41. — Machine *Darling et Sellers* (2e type).

demi-moules sont serrés à la main, et le démoulage est effectué par la table B, au moyen du levier commandant l'axe O, sur lequel sont calées deux manivelles articulées à leur extrémité à deux biellettes E, venant s'assembler à la table B au moyen d'un axe placé dans l'oreille K. Le guidage est assuré par deux tiges cylindriques C, coulissant dans des douilles fixées aux montants. De plus, les parois latérales de B portent des entailles

qui glissent sur les saillies rabotées D, venues sur les montants. On obtient avec ce simple outil de très bons démoulages. La fig. 43 indique la disposition prise pour réunir les châssis à la plaque renversable; ce dispositif est avantageux en ce sens que, pour détacher de la

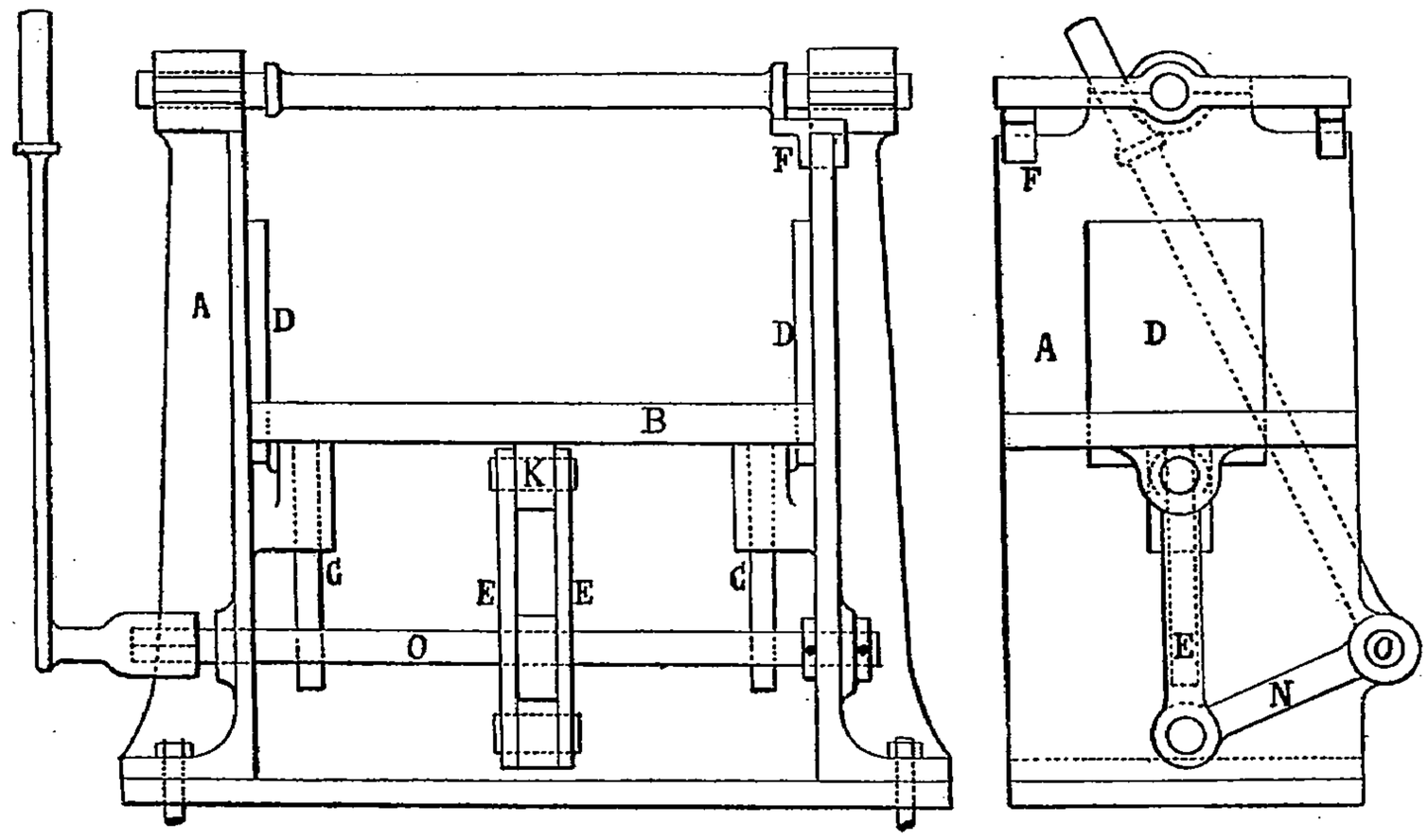


Fig. 42.

plaque le demi-moule serré, on fixe à celle-ci le châssis placé au-dessus, on évite ainsi les accidents qui se produisent si l'ouvrier oublie de réunir le châssis à la plaque avant de la tourner ; en outre, la manœuvre des verrous peut être faite du dessus de la plaque, ce qui facilite l'opération et permet de gagner du temps.

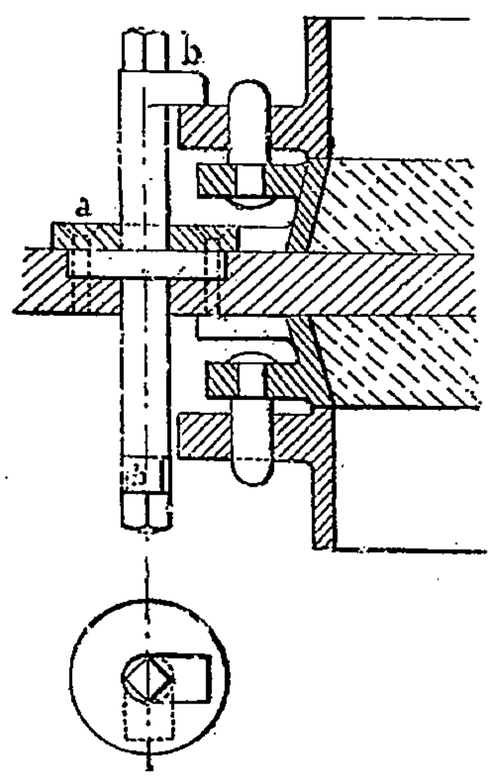


Fig. 43.

Pour terminer cet aperçu sur les machines à démouler à la main, nous décrirons un type de machines à démoulage latéral destiné à la fabrication des poteries, construites par la *Badische Maschinenfabrick*, de Durlach.

La fig. 44 représente la machine destinée à prendre l'empreinte extérieure de la pièce. Deux montants B supportent un cadre évidé A, sur lequel sont ajustées deux glissières I et J. Le cadre est traversé dans le sens de la longueur par une vis à pas contraires C munie de deux bagues d'arrêt D, et tenue en son milieu, par une douille venue de fonte avec l'entretoise E reliant les deux parois longitudinales du cadre A. Sur la traverse E, est fixée la plaque F, supportant les deux moitiés de modèle; une plaque verticale M, de 5 à 6 millimètres d'épaisseur, sépare les deux demi-modèles et marque ainsi le plan du joint

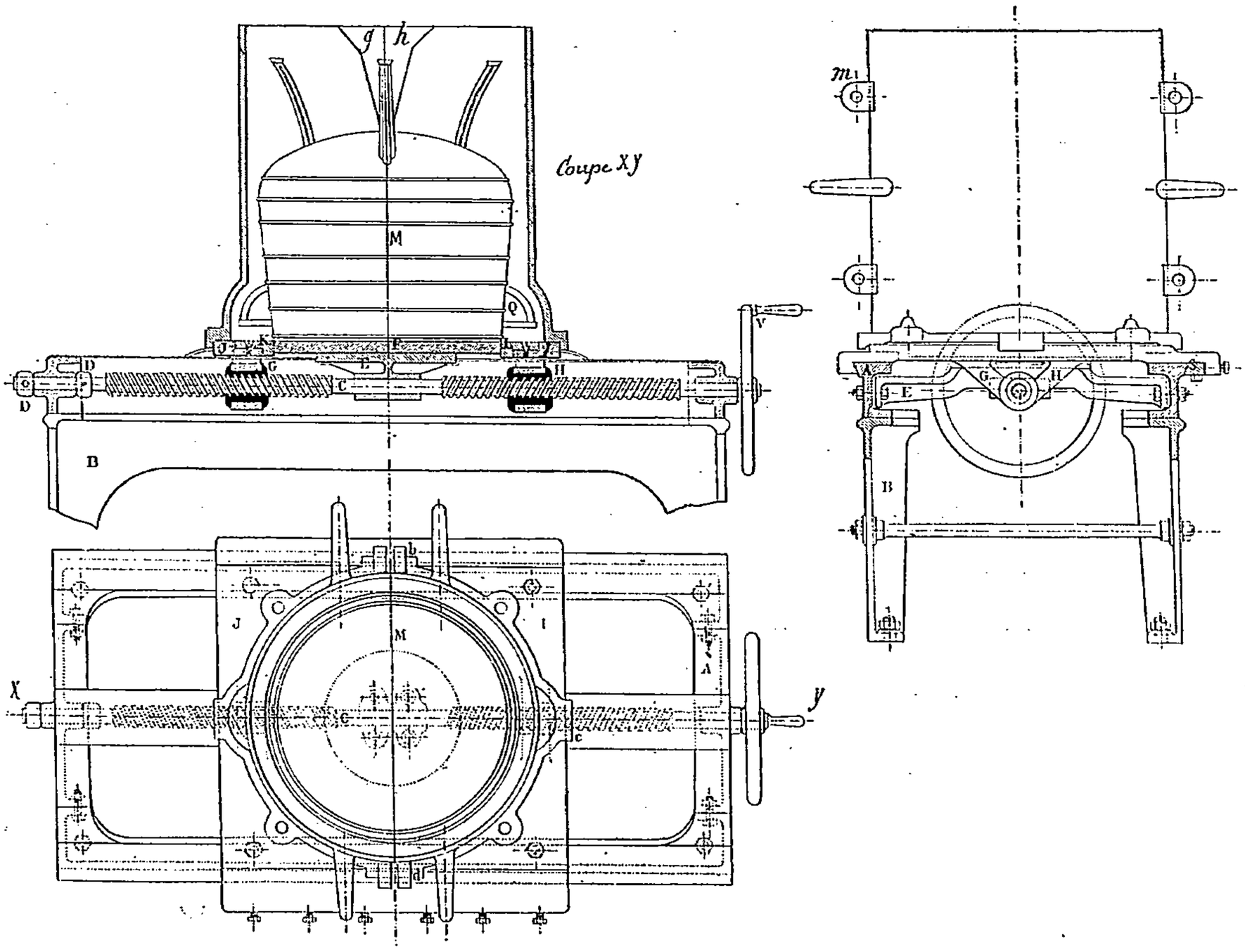


Fig. 44. — Machine de la *Badische*.

des deux demi-moules. Les modèles sont munis de petits goujons pénétrant dans M de manière à assurer leur position sur F.

La forme extérieure de cette dernière est telle que ses bords affleurent avec l'extérieur du modèle.

Deux plaques K et L, fixées à vis sur I et J, viennent, quand le moule est prêt à être serré, s'appuyer autour de F; cette disposition permet d'utiliser I et J pour une série de pièces.

Les deux parties du châssis sont munies chacune de trois oreilles *bcd*, ajustées sur l'extérieur de J et I, qui guident leur mise en place; pour qu'elles ne s'écartent pas en serrant les demi-moules qu'elles renferment, on les réunit au moyen de clavettes pénétrant dans les goujons tenus sur les oreilles *m* de l'un d'eux. Enfin les écrous G et H sont venus de fonte avec I et J. Les deux moitiés de moule extérieur sont serrées à la main; la coulée est obtenue toute faite au moyen des parties *g* et *h*, rivées sur M. Le serrage terminé, on retire les clavettes réunissant les deux châssis, et, en tournant le volant V, qui commande

la vis C dans le sens voulu, les deux demi-moules s'écartent, entraînant avec eux les modèles ; on retire de l'intérieur les pieds et les oreilles, et on enlève ensuite le modèle et les demi-moules.

On replace les modèles comme il est indiqué sur la fig. 44, on rapproche les glissières I et J jusqu'à ce que K et C butent sur F, et on recommence l'opération.

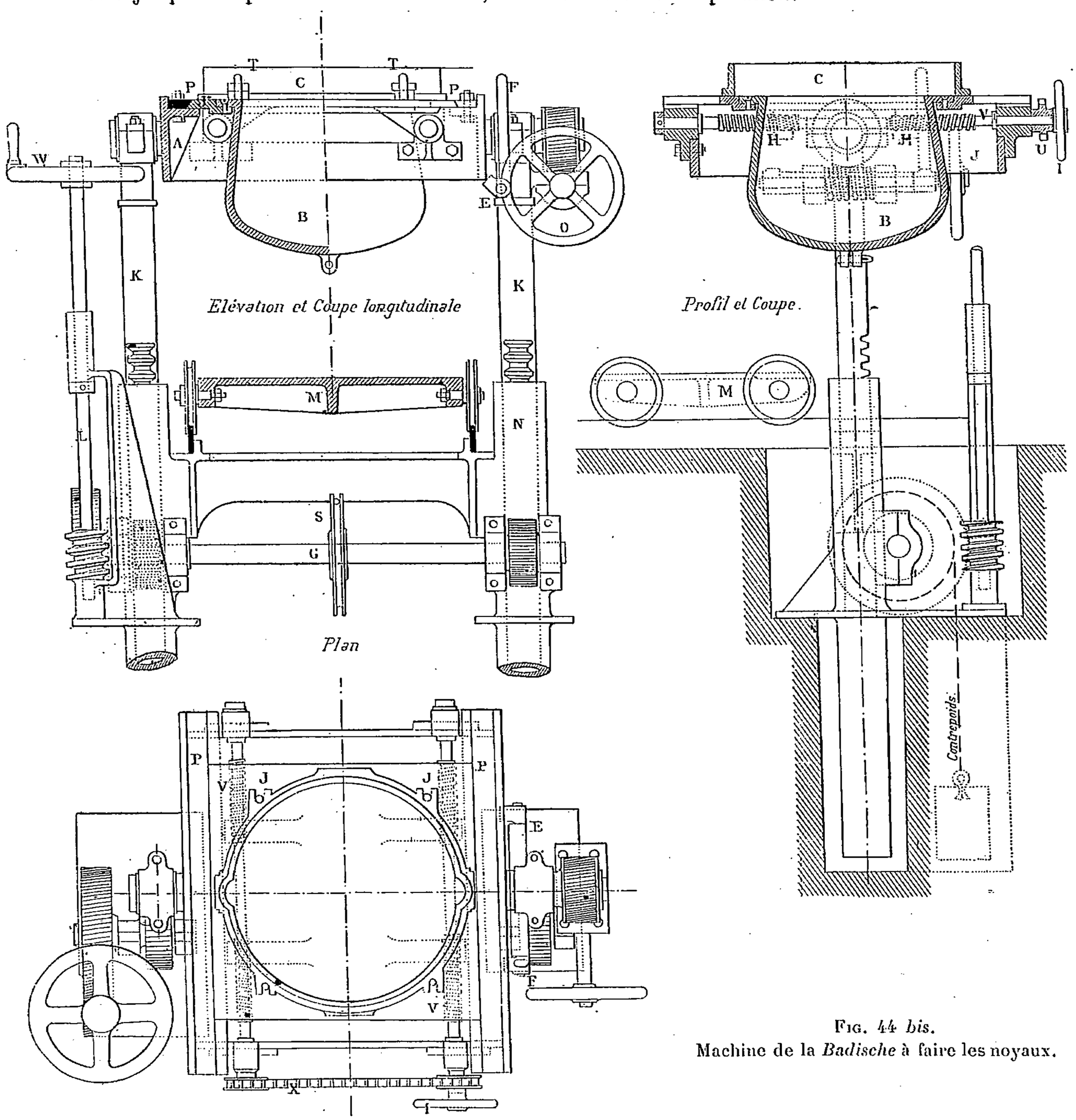


Fig. 44 *bis*.
Machine de la *Badische* à faire les noyaux.

Le guidage est assuré par les parois latérales de I et J, qui coulissent sur les bords de A ; la coupe transversale montre l'assemblage ainsi que le rattrapage de jeu S.

A cette machine, destinée spécialement à faire les deux demi-moules prenant l'empreinte extérieure, on adjoint pour faire le noyau la machine représentée fig. *44 bis*.

Celle-ci est un peu plus complexe, car elle doit permettre d'exécuter deux démoulages : l'un destiné à ouvrir latéralement la boîte à noyau, de manière à pouvoir descendre le noyau sans que le renflement de celui-ci ne se détruise, l'autre vertical, pour retirer le noyau de la forme.

Cet outil est composé de deux montants creux N, servant de guides à deux tiges taillées en crémaillère K, portant chacune à leur partie supérieure un palier recevant l'un des tourillons du cadre renversable A; l'un de ceux-ci porte un pignon engrenant avec une vis sans fin commandée par le volant O, disposition déjà citée pour faire tourner le cadre A.

Celui-ci est maintenu dans sa position horizontale par les taquets E, commandés par le levier F.

Les deux moitiés de forme à noyau B sont fixées à vis sur deux glissières J, coulissant sur le dessus de A et maintenues dans le sens vertical par les coulisses rapportées P.

Chaque glissière J est coulée d'une pièce avec deux oreilles H, dans lesquelles pénètrent les vis V de démoulage, qui sont butées à leurs deux extrémités et ne peuvent recevoir qu'un mouvement de rotation; sur chacune de ces vis, est fixée une roue à chaîne U, sur laquelle est montée une chaîne Galle X. Le mouvement de rotation est commandé par le volant I et les deux vis V tournent de quantités égales.

Les deux tiges K peuvent être élevées ou abaissées au moyen du volant W par l'intermédiaire de la vis sans fin L, commandant l'arbre G, sur lequel sont calés les pignons engrenant avec K. Le poids de ces tiges et de la table A munie du mécanisme de démoulage latéral est équilibré par un contrepoids fixé à un câble enroulé sur S, et descendant dans la fondation.

Cette machine est employée de la façon suivante : La forme en deux pièces B étant mise en place, et les deux glissières qui les tiennent rapprochées comme l'indique la figure, on place au-dessus le châssis C, qui doit tenir le noyau; la position de celui-ci est déterminée par quatre goujons à clavette T, fixés sur J, servant de guides à des trous dégagés du côté du démoulage, ménagés sur les oreilles du châssis vues en plan. Les parties inférieures des deux formes sont également reliées par une clavette.

Le sable du noyau et de la partie C est serré à la main. Cette opération terminée, on tourne le cadre A de 180°, et au moyen du volant W, on descend le tout jusqu'à ce que le dessous de C s'appuie sur le chariot M, qui est poussé dans l'axe de la machine; on enlève alors la clavette réunissant les deux demi-formes, et, au moyen du volant I, on opère le démoulage latéral. Les glissières J sont tenues par P et glissent sur le joint du châssis qui est raboté. Quand les deux demi-formes sont suffisamment écartées, au moyen de W, on soulève le cadre, le demi-moule restant sur M; on retire celui-ci hors de la machine, on fait tourner le cadre de 180°, on rapproche les demi-formes et on recommence l'opération.

Les deux machines que nous venons de décrire ont, nous a-t-on dit, reçu quelques applications récentes, leur emploi peut, à notre avis, rendre quelques services pour les pièces des dimensions importante, nécessitant des châssis trop grands pour être manœuvrés à bras, ce qui ne forme que la plus faible partie de cette catégorie de pièces; pour les autres, leur installation n'est pas économique, elle témoigne simplement de connaissances de moulage limitées dans ces ateliers, car il existe des outillages plus simples et beaucoup moins coûteux, qui permettent d'aller plus vite en employant des plaques modèles. En outre, la disposition du modèle même, sur ces machines, est critiquable. On se demande en effet pourquoi les oreilles Q de la fig. 44 occupent la position indiquée, au lieu d'être fixées par moitié de chaque côté de M; le serrage du sable avec cette dernière disposition serait beaucoup plus simple. En outre, le démoulage des oreilles telles qu'elles sont placées nécessite ou un noyau ou un démontage de cette partie de modèle, complication qu'il est bien facile d'éviter; disons enfin que la partie de châssis tenant le noyau peut être supprimée.

Pour mettre en évidence les remarques qui précèdent, nous allons décrire les moyens employés pour obtenir la plaque modèle, et l'outillage nécessaire pour exécuter rapidement une pièce de forme cylindrique sans saillie plate, c'est le cas des pièces représentées sur les machines qui précèdent ; les fig. 45 indiquent les opérations successives pour obtenir les deux moitiés de plaque modèle.

En *a*, le demi-modèle, qui est seul nécessaire, est disposé sur un bloc en plâtre demi-cylindrique ayant une longueur supérieure à celle de la pièce, et on a serré sur le tout un demi-moule. En fig. *b*, on a complété le moule comme s'il s'agissait d'obtenir une pièce.

En fig. *c*, on a serré sur l'une des deux parties de moule, celle portant le noyau, un cadre de sable dont la hauteur marque l'épaisseur de la plaque modèle. Observons à ce

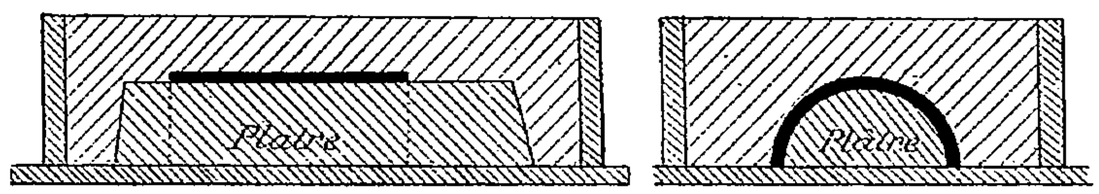


Fig. 45 *a*.

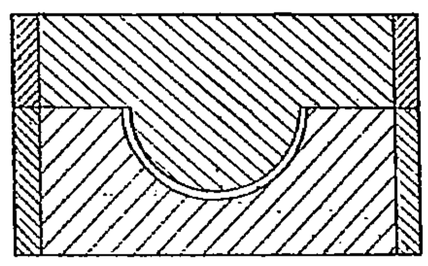


Fig. 45 *b*.

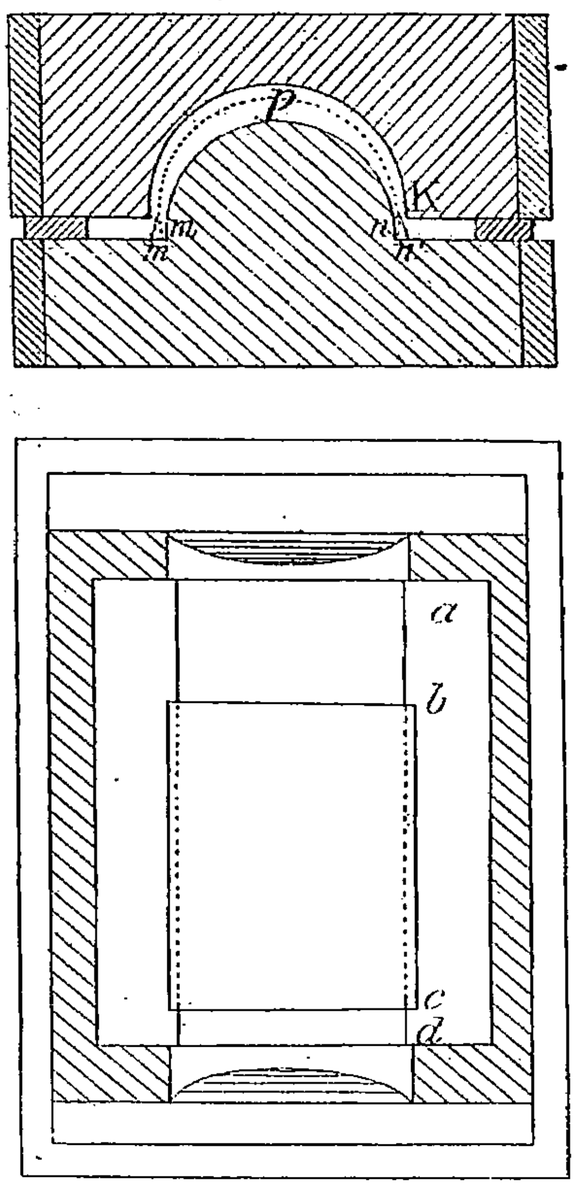


Fig. 45 *c*.

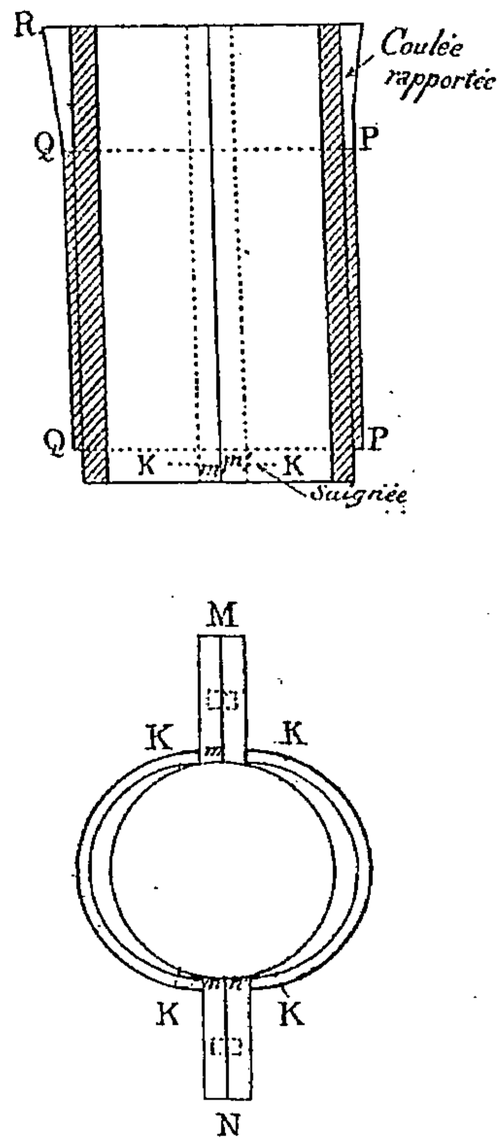


Fig. 45 *d*.

sujet que la lame rapportée sur la partie cylindrique a son épaisseur connue en *p* seulement, et que, en *m* et *n*, son épaisseur est presque nulle. Il en résulterait évidemment des coupures le long de *ab* et *cd* ; pour les éviter, on coupe à l'outil dans la partie de dessus suivant les lignes *mm'*, *nn'*, et cela dans les parties où le modèle n'existe pas en *ab* et *cd*. L'épaisseur de sable entre *p* et *m* ou *n* est obtenue par tâtonnement en disposant sur ces parties de moule une petite couche de sable que l'on appuie en plaçant la partie supérieure

sur le cadre de sable ; le moule fermé fig. *c* est prêt pour la coulée de l'une des plaques modèles, l'autre est en tous points semblable.

Il suffit alors d'assembler les deux moitiés de plaque. On commence d'abord par dresser et mettre d'épaisseur à la fraise les ailes M et N (fig. *d*). Dans le but de permettre cet usinage, on découpe à l'outil, sur chaque partie, un demi-millimètre pour avoir une épaisseur d'ailes légèrement supérieure à la quantité dont on a soulevé la partie supérieure. Les deux moitiés de modèle sont ensuite assemblées au moyen de petits goujons ; cette dernière opération comprend le dressage de la partie inférieure de la plaque, suivant un plan perpendiculaire au joint de séparation vertical et l'affleurage des parties P et Q. Le plus souvent, on fait venir d'une pièce ou on rapporte sur la partie supérieure des coulées pour éviter tout découpage dans le moule.

Si on moulait sur ces plaques sans autre retouche que celles indiquées et un parfait nettoyage, les surépaisseurs de plaque laissées en m' et n' (fig. *c*) laisseraient, une fois le

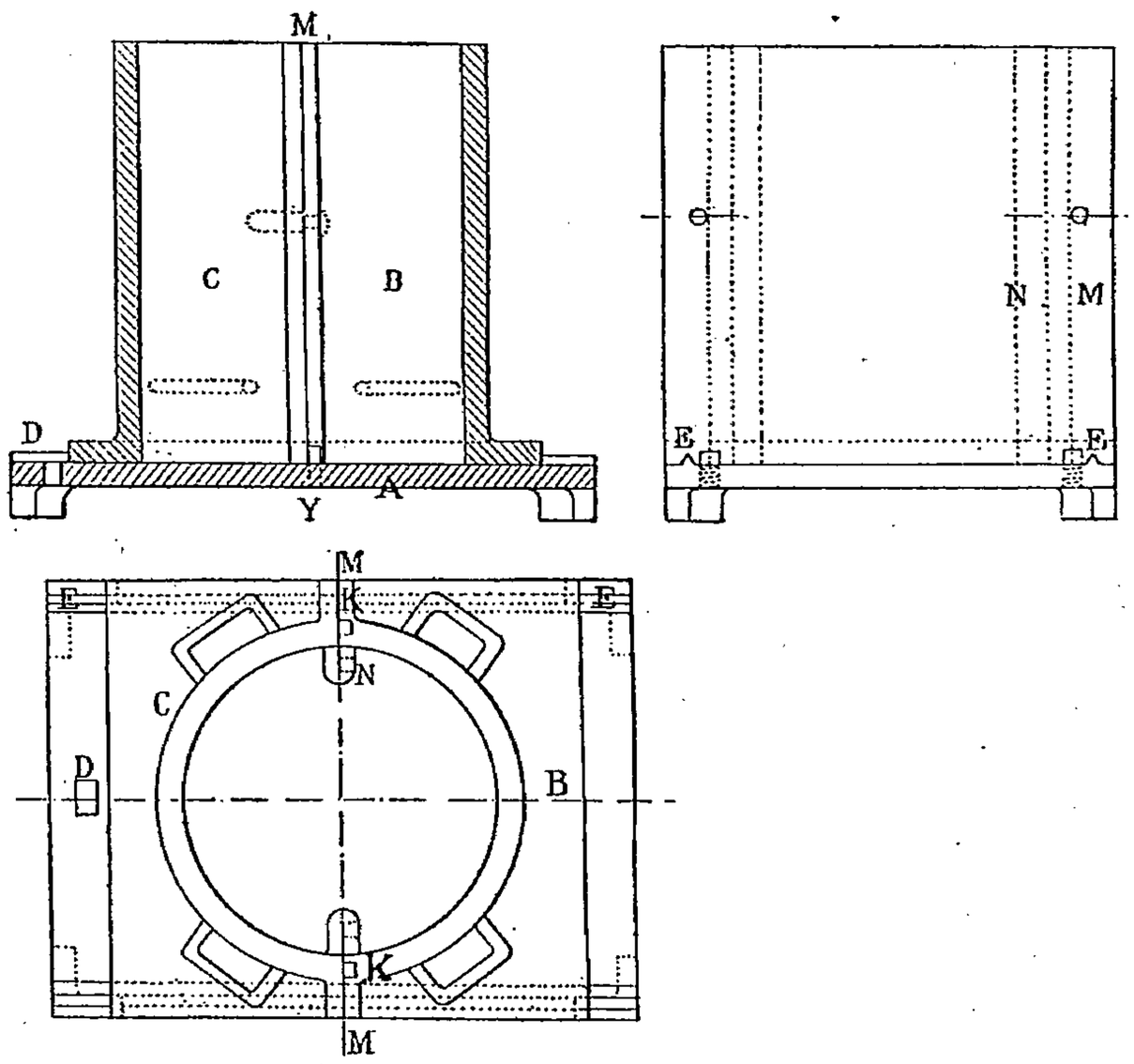


Fig. 46.

moule fermé, un vide produisant des bavures ; pour éviter cet inconvénient, on fait au-dessous du modèle fig. *d* deux petites saignées $mkm'k'$, de 4 ou 5 millimètres de large, de manière à enlever l'excès de métal ajouté ; on fait la même opération à la partie supérieure du modèle proprement dit.

On conçoit alors que, lorsqu'on fermera le moule, le bas et le haut de la pièce feront joint sable contre sable, et que toute bavure sera supprimée. De plus, on remarque que la partie inférieure de la pièce PQ est au-dessus de la partie inférieure de la plaque, c'est cette distance qui permet de supprimer la partie de châssis inférieure, ainsi que nous allons le voir.

Les fig. 46 représentent le châssis utilisé pour mouler la pièce en question. A est une plaque rabotée sur laquelle sont venues deux glissières en *v* E. B et C indiquent la forme des deux parties de châssis ; elles sont formées d'un corps demi-cylindrique, portant des ailes verticales M et N, faisant saillie à l'intérieur du châssis ; et, à l'extérieur, la partie

intérieure aide à tenir le sable pendant le démoulage; celle extérieure porte les goujons réunissant les deux châssis, la partie cylindrique de ces derniers est reliée à une paroi plane glissant sur A, et munie de deux rainures coulissant sur E. Le plan de jonction des deux châssis doit être perpendiculaire au plan supérieur de A; toutes ces parties étant usinées, on réalise facilement cette condition.

Sur le plateau A, sont fixés deux taquets K, servant de butée à une des plaques, l'autre portant une légère entaille permettant de les assembler l'une contre l'autre; ce sont ces deux taquets qui déterminent le plan de jonction des demi-moules; ils doivent donc être placés de manière que MM soit perpendiculaire aux axes des glissières E.

La fig. 47 indique la mise en chantier. Les deux plaques assemblées sur A, et les deux châssis mis à leur place, celui des deux situé à gauche est buté sur les taquets au

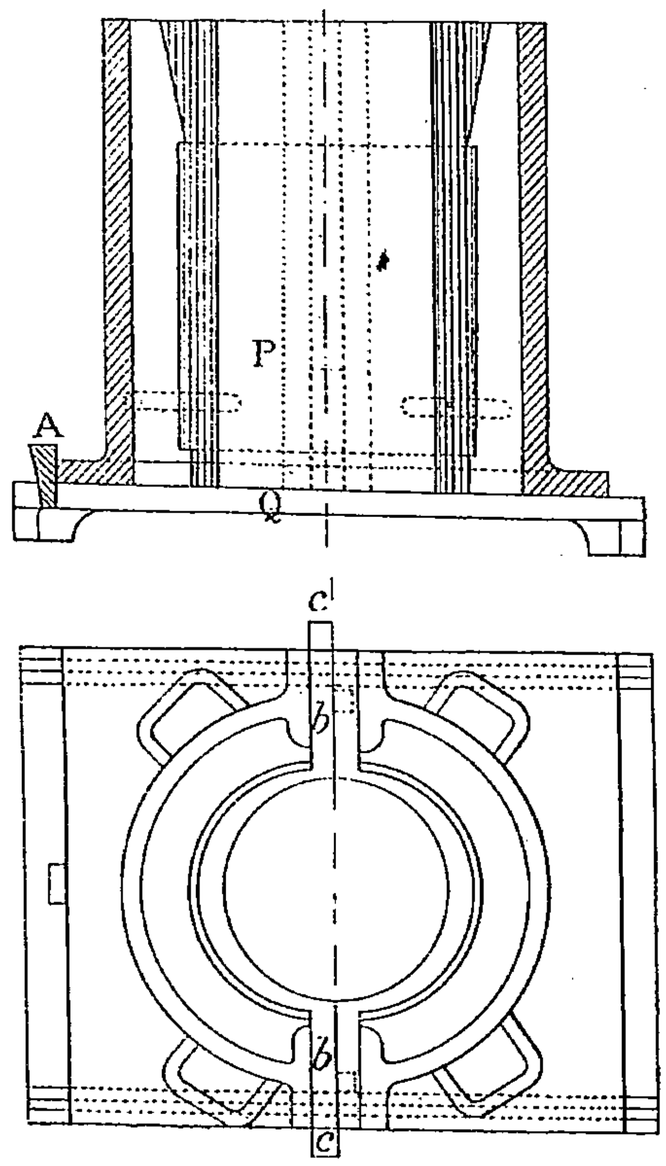


Fig. 47.

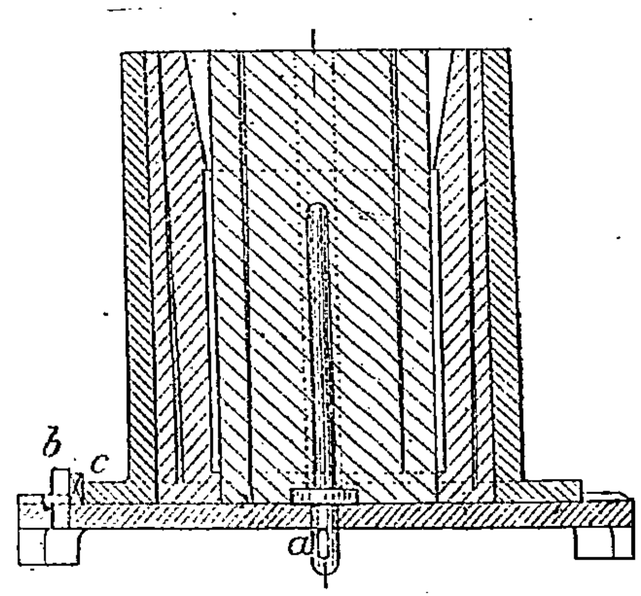


Fig. 48.

moyen d'un coin pénétrant dans l'ouverture D de A; celui de droite étant réuni au premier par des goujons à clavette, tout déplacement de l'ensemble sur A est empêché.

On serre à la fois les deux parties extérieures et le noyau et, cette opération terminée, on procède au démoulage qui est obtenu de la façon suivante :

On détache les clavettes réunissant les deux parties de châssis, et, après avoir donné deux coups de maillet sur la partie supérieure des ailes du modèle et retiré le coin fixant la partie de gauche, on la retire en faisant suivre le modèle. Les saillies C des ailes de la plaque permettent de la relier au châssis avec l'index de la main placée à la poignée. Lorsque le modèle est détaché du noyau, on frappe légèrement sur la partie supérieure des ailes; le modèle reste sur la plaque, et on retire la partie de moule. On opère de la même façon pour l'autre partie; le noyau reste sur la plaque, et une fois les modèles retirés, on replace la partie de gauche; on la cale avec un coin et on met en place la partie de droite. On obtient aussi le moule prêt à couler (fig. 48) lorsque le noyau est long par rapport à son diamètre, on le raidit au moyen d'une tige fixée sur la plaque.

Pour appliquer ce procédé de moulage à une pièce fermée à sa partie supérieure, on perce une ouverture dans la plaque A, pour serrer le noyau. Cela oblige à retourner le moule ; c'est ce qui nous a fait dire plus haut que, lorsque les pièces ont des dimensions importantes, ces outillages devenaient lourds et pénibles à manœuvrer ; mais, pour les cas les plus fréquents dans ce genre de fabrication, cette dernière méthode permet de mouler plus rapidement que les machines précédemment décrites et plus économiquement.

D'ailleurs, on peut appliquer le principe que nous venons d'exposer au moulage d'une pièce ayant des saillies planes à ses deux extrémités. Les machines décrites ne permettent pas de le faire, et ceux de nos lecteurs que cette question intéresse trouveront dans notre travail précédemment cité des applications intéressantes de ce procédé qui n'étaient que très peu connues avant la description que nous avons faite, et qui nous ont permis de réaliser des économies de 30 à 40 p. 100 sur la main-d'œuvre ordinaire.

Machines à démouler hydrauliques.

Dans la catégorie d'outils que nous allons décrire, le relevage de la plaque porte-modèle, ou la descente au-dessous de celle-ci du demi-moule exécuté, sont faits au moyen d'un piston plongeur ou d'un piston à segments.

Ce piston peut être actionné par l'eau, l'air comprimé ou la vapeur. L'eau sous pression permet de réduire les dimensions des cylindres ; c'est la raison qui fait préconiser par les constructeurs l'emploi de machines hydrauliques. Au point de vue démoulage, si le piston est guidé par des presse-étoupes suffisamment longs, on peut employer indistinctement l'un ou l'autre des fluides précités, car les machines couramment employées ont de faibles courses.

Pour les outils où les pistons de démoulage ont des courses importantes : 1 m. 50 et au-dessus, il se peut, si le piston n'est pas très bien guidé, qu'il se coince lorsqu'il arrive à sa partie supérieure. Si on emploie l'air comprimé ou la vapeur, ils se détendent très rapidement quand on ouvre pour faire descendre le piston ; celui-ci, qui reste quelques instants coincé, tombe ensuite brusquement, ce qui entraîne des inconvénients assez graves ; cet accident, que nous avons vu arriver quelquefois avec des pistons à air comprimé, ne s'est jamais produit avec des pistons hydrauliques de même course et possédant le même guidage.

La fig. 49 représente un type de machine à démouler hydraulique construit par la *Badische Maschinenfabrick*.

Le démoulage est obtenu en retirant le moule au-dessous de la plaque renversable au moyen d'un plongeur pénétrant dans un cylindre A, fixé à la plaque de fondation C.

Sur cette dernière, sont fixés deux montants B, terminés à leur partie supérieure par deux douilles recevant les tourillons du cadre renversable ; cette machine est la première que nous rencontrions employant une plaque modèle à deux faces, et on peut remarquer immédiatement l'un des avantages de cette dernière en comparant le poids de ce modèle à celui de deux couches de plâtre tenant chacune l'une des parties de ce dernier.

Le cadre est excentré pour amener le centre de gravité du système à hauteur de l'axe des tourillons ; il est tenu dans sa position horizontale par le dispositif suivant, vu en coupe transversale.

Deux supports N, fixés à une lame méplate P, guidée par deux glissières K et recevant son mouvement du levier M articulé en O, viennent se placer, quand ce dernier est

rabattu vers la droite, sous les taquets E, venus de fonte avec le cadre ; pour rendre la plaque libre, on pousse M vers la machine.

La plaque modèle est tournée au moyen d'une vis commandée par le volant J, disposition déjà citée, et les châssis sont réunis au cadre renversable au moyen de clavettes tenues dans les goujons de centrage vissés sur le cadre.

Les demi-moules sont serrés à la main, et, la plaque étant retournée, on soulève le

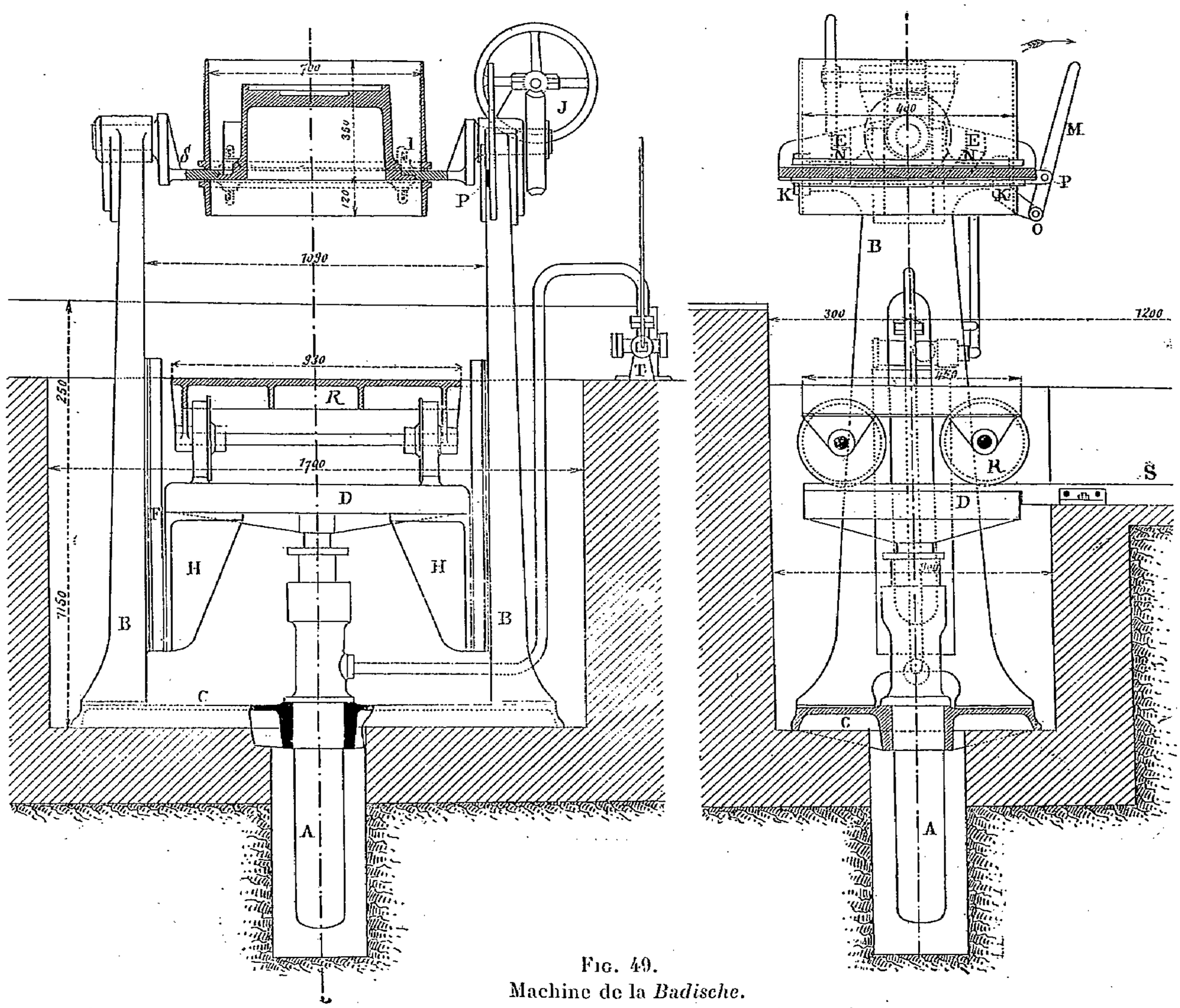


Fig. 49.
Machine de la *Badische*.

piston D et le chariot R jusqu'à ce que la plate-forme de celui-ci presse contre le dessous du demi-moule ; on détache celui-ci de la plaque, et on laisse descendre le piston. Un robinet à trois voies T permet d'envoyer l'eau contenue dans le cylindre dans la bâche d'aspiration des pompes de compression.

Le guidage est assuré par un long presse-étoupes et par les glissières F, venues avec les montants.

La fig. 50 indique la coupe du cylindre d'une machine du même type appliquée au démoulage des cônes ; elle présente un détail qui n'est pas clairement représenté et qui a son importance. La position du chariot sur le plateau du piston doit être déterminée pour éviter tout tâtonnement dans sa mise en place sur celui-ci ; il faut qu'il soit dans l'axe de la machine. En outre, le chariot étant soulevé par l'intermédiaire des

roues, un mouvement peut facilement se produire en descendant le piston, ce qui fausse le démoulage. Ce dernier inconvénient est évité d'une façon sûre en faisant agir le piston directement sur la plate-forme du chariot; dans le cas qui nous occupe, on fait généralement, sur les rails fixés sur le plateau du piston, deux encoches sur chacun d'eux, déterminant la place du chariot et s'opposant d'une manière suffisante à tout déplacement de celui-ci pendant le démoulage.

La fig. 51 indique la disposition générale d'une machine analogue construite par la Société des fabriques réunies d'émeri et machines. Cet outil emploie deux couches fixées à une plaque renversable raidie tout le tour par une forte nervure verticale; celle-ci est tenue dans deux cages venues avec les montants A, et fixée dans sa position horizontale par des broches F, dispositif représenté fig. 34.

Le chariot de démoulage roule sur une voie indépendante du plateau du piston, qui agit directement sur la plate-forme de ce chariot. Le démoulage est guidé par deux tiges

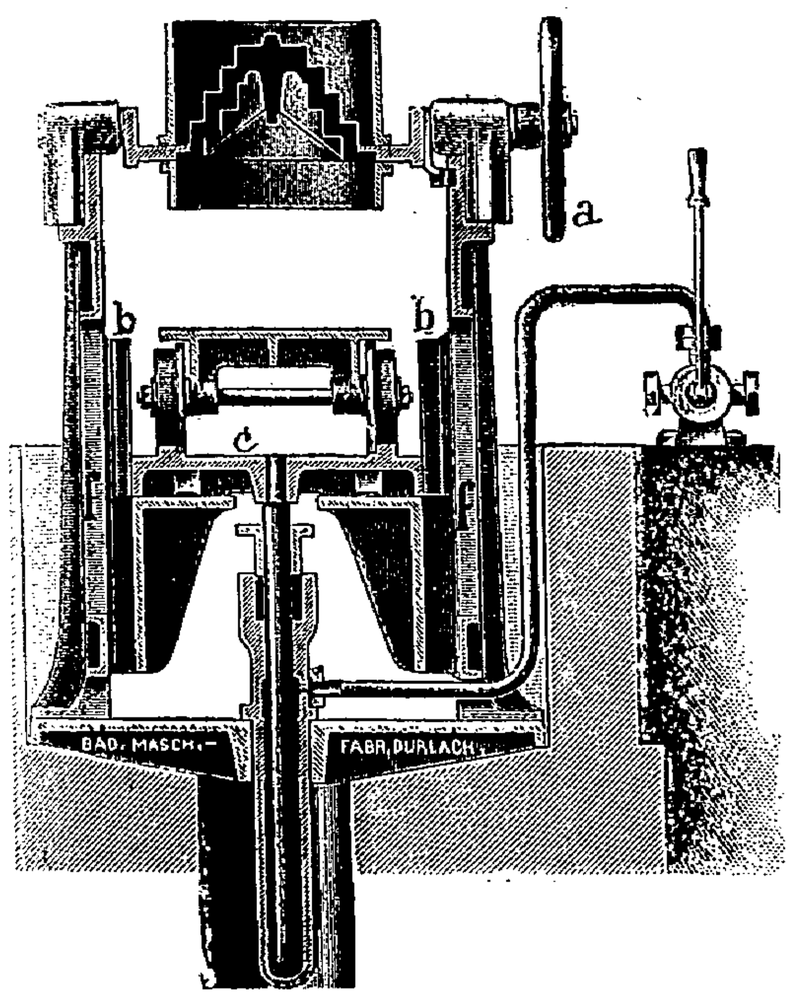


Fig. 50.

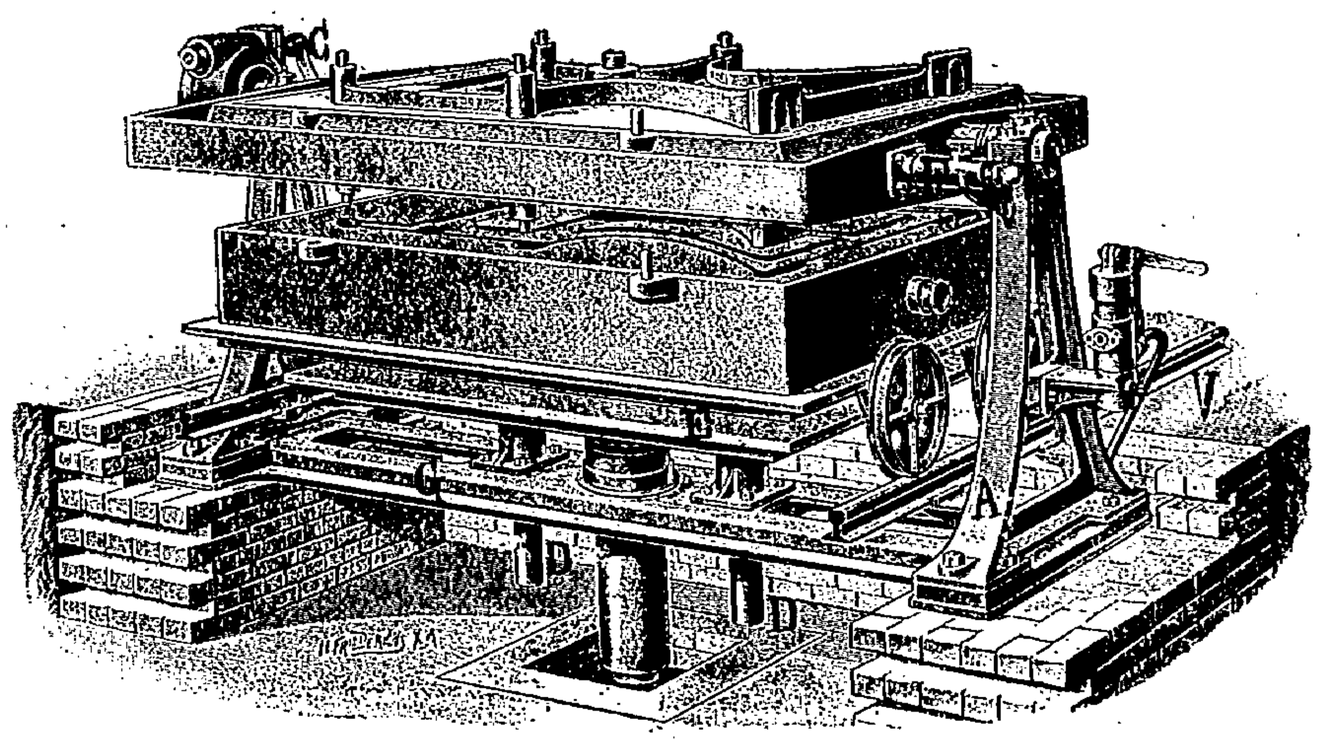


Fig. 51.

cylindriques D, fixées au plateau du piston, et passant dans deux douilles alésées visibles sur la gravure et fixées sur la plaque de fondation G. Le démoulage, comme dans les outils qui précèdent, est obtenu en descendant le demi-moule au-dessous de la plaque porte-modèle. Celle-ci est tournée, après le serrage du sable, au moyen d'une vis sans fin commandée par la manivelle C. La distribution d'eau est faite par un robinet tenu sur un support fixé sur le montant de droite.

La fig. 52 représente un outil de la même maison différant totalement de celui qui précède, le piston hydraulique effectuant le démoulage au moyen d'un renvoi de mouvement.

Cette machine n'est, en résumé, qu'une modification de celle décrite fig. 32. Le démoulage est opéré en soulevant la plaque porte-modèle au-dessus du demi-moule qui repose sur la table du chariot K; et, en raison de l'effort à développer sur l'arbre B pour soulever la plaque renversable et de la longue course à produire, on a supprimé le levier commandant B, et on l'a remplacé par un piston hydraulique horizontal (fig. 53) dont la tige est taillée en crémaillère et engrène avec un pignon calé sur l'arbre B. Celui-ci porte à ses

deux extrémités deux pignons engrenant avec des tiges cylindriques taillées en crémaillère guidées par les montants A ; la coupe de ces montants et le guidage sont indiqués en fig. 33 (*Revue* de mars, p. 229).

Les châssis sont réunis aux couches fixées sur la plaque renversable par le dispositif indiqué fig. 36, et celle-ci est fixée dans sa position horizontale par les vis à poignées vues sur la gravure dont le détail est représenté fig. 35 ; cette disposition n'est pas à sa place avec une plaque renversable aussi lourde, en outre, on est surpris que la rotation de cette dernière ne soit pas commandée par une vis, ce serait pourtant le cas.

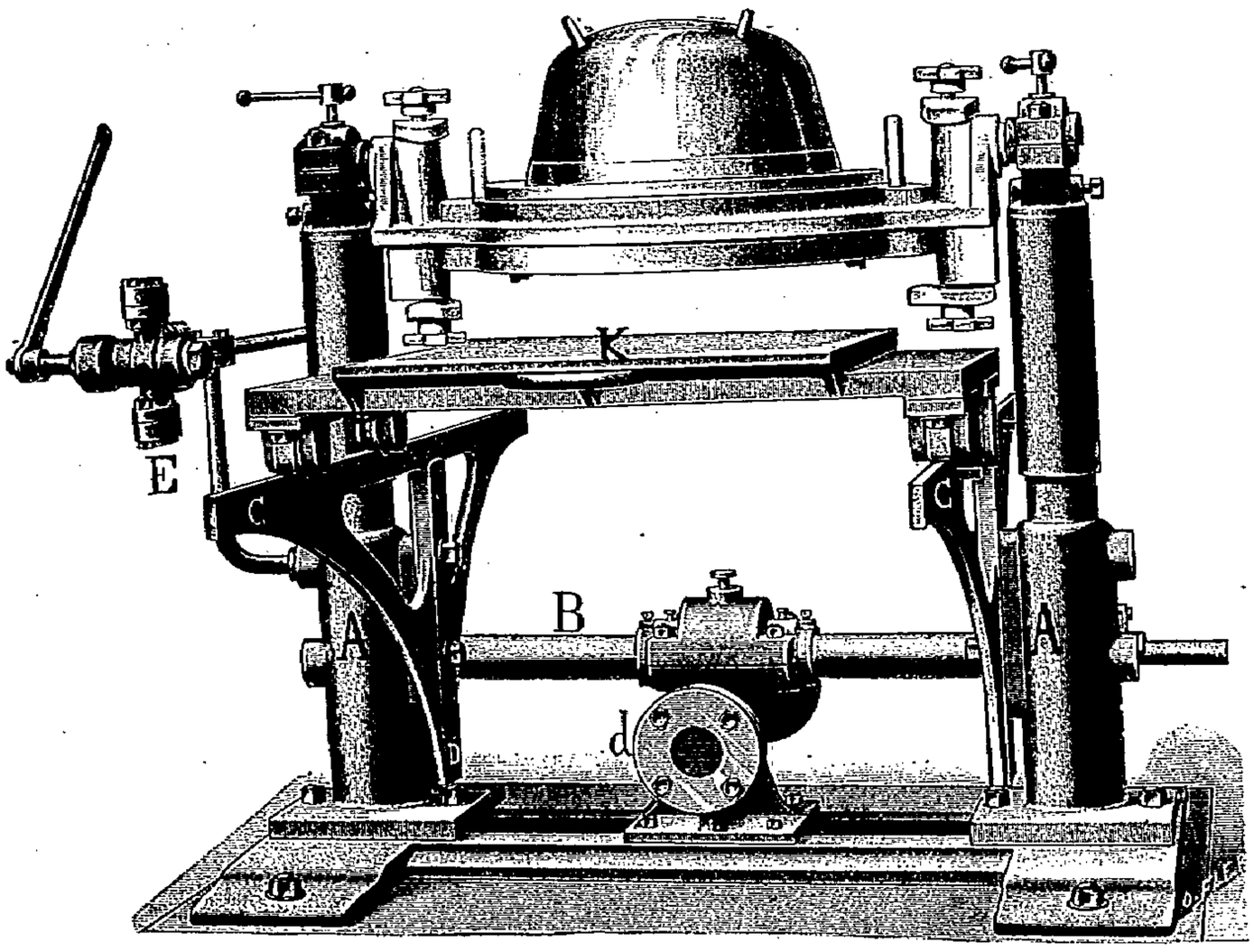


Fig. 52.

Pour nous résumer, nous dirons que cet outil n'a pas sa raison d'être si les lourdes couches sont remplacées par une plaque modèle à deux faces, bien plus simple à exécuter que les deux couches, et d'un poids suffisamment réduit pour que le démoulage puisse être effectué à la main, ce qui supprime l'installation des pompes et accumulateurs, plus coûteuse que la machine elle-même.

Nous terminerons là la description des machines à démouler ordinaires. Les divers

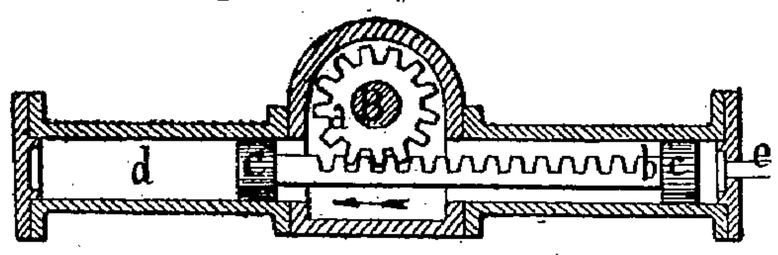


Fig. 53.

types examinés donnent une idée suffisamment exacte de ce qui a été fait pour arriver à obtenir les conditions précédemment énoncées, et on peut dire que le but proposé a été atteint. En maintenant la réserve que nous avons déjà formulée, ces machines ne peuvent être employées qu'au démoulage de pièces ne présentant pas de parois verticales un peu hautes, et doivent être exclusivement réservées pour la confection des pièces ordinaires présentant des surfaces dans lesquelles on a pu prévoir la dépouille nécessaire.

(*A suivre.*)

SUR LES ROULEMENTS A BILLES

Par M. **L. Lecornu.**

On sait que, dans un roulement conique à billes, la perte de travail provient presque entièrement du frottement de pivotement; mais les lois de ce pivotement ne me semblent pas avoir été, jusqu'ici, établies avec exactitude, et je vais indiquer la théorie que je crois seule correcte. Je m'occuperai uniquement des roulements à deux contacts.

Disons d'abord un mot sur un problème plus simple, dont nous verrons bientôt l'analogie avec celui dont il s'agit ici. Considérons un bloc rectangulaire ABCD (fig. 1) reposant sur un sol horizontal et supportant un madrier MM'. Soient f, f' les coefficients de frottement sur les faces opposées AB, CD, et P le poids du madrier. J'admets que le poids du bloc est négligeable en présence de P.

Le système étant d'abord au repos, exerçons sur le madrier un effort de traction F, capable de lui communiquer une vitesse uniforme. Comme les pressions normales sur AB et CD sont égales par hypothèse, il est clair que si f est inférieur à f', le bloc demeure au

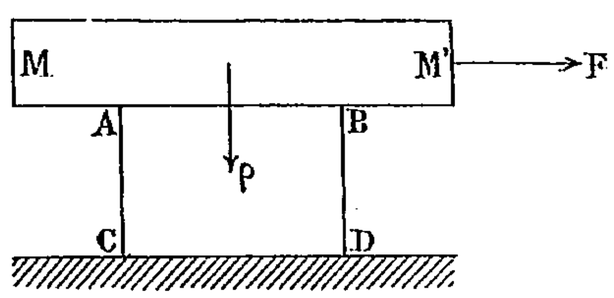


Fig. 1.

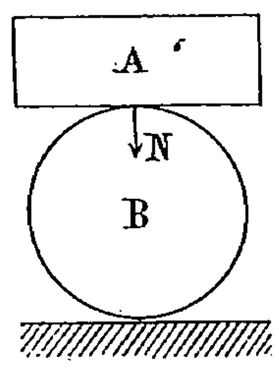


Fig. 2.

repos et l'effort de traction est alors égal à f P. Si, au contraire, f est $> f'$, le bloc accompagne le madrier dans son mouvement et l'on a $F = f'P$. Enfin, si $f = f'$, le bloc demeure au repos, mais il est à chaque instant sur le point de glisser le long de CD, et il se trouve à l'état d'équilibre indifférent : la plus petite vitesse imprimée au bloc se conserve indéfiniment, les frottements sur AB et CD se faisant équilibre, et alors le bloc glisse à la fois sur le sol et sous le madrier. Ce cas intermédiaire est d'ailleurs purement fictif; il suppose en effet l'égalité *mathématique* des deux coefficients de frottement.

Dans le cas général, c'est-à-dire quand f diffère de f', le bloc, mis en mouvement, dans un sens ou dans l'autre, par une force étrangère, puis abandonné à l'action des frottements, finit toujours par s'arrêter et demeurer au repos quand f est $< f'$ et finit toujours par accompagner le madrier quand f est $> f'$.

Considérons maintenant une bille B (fig. 2) placée sur un sol résistant et subissant sur sa partie supérieure une pression normale N, transmise par une masse A. Si l'on fait pivoter cette masse autour de la verticale du point de contact, les choses se passent à peu près comme dans le cas précédent : c'est-à-dire que la masse entraîne ou n'entraîne pas la bille suivant que la résistance au pivotement à son contact est supérieure ou inférieure à la résistance au pivotement au contact du sol. Dans le cas, *purement hypothétique*, d'égalité entre les deux résistances, la bille est à l'état d'équilibre indifférent.

Si les deux plans entre lesquels se trouve placée la bille sont remplacés par des

surfaces courbes, les mêmes raisonnements subsistent, et la bille demeure adhérente à celle des deux surfaces qui offre la plus grande résistance au pivotement. La résistance au pivotement dépend, en pareil cas, à la fois de la courbure et de l'état physique des surfaces en contact. Il est à peu près évident que, si la nature des corps en contact est donnée ainsi que leur pression mutuelle, la résistance au pivotement doit être plus grande avec deux surfaces dont les concavités sont tournées dans le même sens qu'avec deux surfaces opposant leurs convexités. Le cas d'une surface à courbures opposées supportant un corps convexe est nécessairement intermédiaire entre ces deux-là ; autrement dit, il doit correspondre à une résistance plus grande que pour deux surfaces qui se touchent par leurs côtés convexes mais moins grande que pour deux surfaces tournant leurs concavités dans le même sens.

A l'appui de cette manière de voir, rappelons que, d'après les recherches de M. Léauté (Thèse de 1876), le frottement de pivotement entre deux surfaces est représenté par la formule simple :

$$F = \frac{4f}{15\pi} pE = 0{,}085\, fpE\,^{1},$$

dans laquelle on désigne par :

F le moment résistant dû au pivotement ;
f le coefficient de frottement ;
p la pression totale ;
E le *contour* de l'ellipse limitant la surface de contact.

M. Léauté n'a pas cherché à calculer effectivement la longueur de ce contour; mais on peut y parvenir en ayant recours à la théorie mathématique de Hertz « sur le contact des corps élastiques » publiée en 1881 dans le *Journal für die reine und angewendte mathematik*.

Les formules de Hertz, très compliquées dans le cas général, se simplifient si l'on se borne au cas d'une bille sphérique touchant une surface de révolution. Pour simplifier encore plus, supposons que le rayon de courbure de la méridienne soit très grand vis-à-vis de la portion de normale comprise entre le point de contact de la bille et l'axe de la surface de révolution. Nous sommes alors amenés à envisager le contact d'une bille avec un cône. Appelons d le diamètre de la bille et r la longueur de normale, considérée comme positive ou négative suivant que la bille touche la concavité ou la convexité du cône. Les demi-axes a et b de l'ellipse de contact sont donnés par les formules :

$$a = A\sqrt[3]{\frac{pd}{H}} \qquad b = B\sqrt[3]{\frac{pd}{H}},$$

dans lesquelles H représente les $\frac{3}{2}$ du module d'élasticité (supposé identique pour les deux corps en contact) tandis que A, B désignent deux coefficients numériques dépendant uniquement du rapport $\frac{d}{r}$. Ces coefficients ont été calculés par M. Heerwagen (voir *Revue de Mécanique*, janvier 1903, p. 72).

1. Ce résultat a été obtenu en partant d'une hypothèse simple, précédemment admise par Résal, sur la manière dont se répartit la pression à l'intérieur de l'ellipse de contact. Dans une note que M. Léauté a bien voulu présenter en mon nom, le 29 février 1904, à l'Académie des sciences, j'ai montré que si, au lieu de cette hypothèse, on applique la théorie de Hertz, il faut prendre : $F = \frac{3f}{32} pE = 0{,}093\, fpE$.

D'autre part, la longueur d'une ellipse dont les demi-axes sont a et b peut s'exprimer approximativement par la formule de M. Boussinesq :

$$E = \frac{3}{2}\pi(a+b) - \pi\sqrt{ab},$$

qui devient ici :

$$E = \pi\sqrt[3]{\frac{pd}{H}}\left[\frac{3}{2}(A+B) - \sqrt{AB}\right].$$

En se servant de la table de M. Heerwagen, on trouve que la quantité entre crochets éprouve les variations suivantes :

$\frac{d}{2r}$	$\frac{3}{2}(A+B) - \sqrt{AB}$
0,928	4,524
0,783	2,978
0,594	2,469
0	2
— 0,420	1,902

Ces chiffres montrent nettement que, pour un cône portant la bille du côté de sa

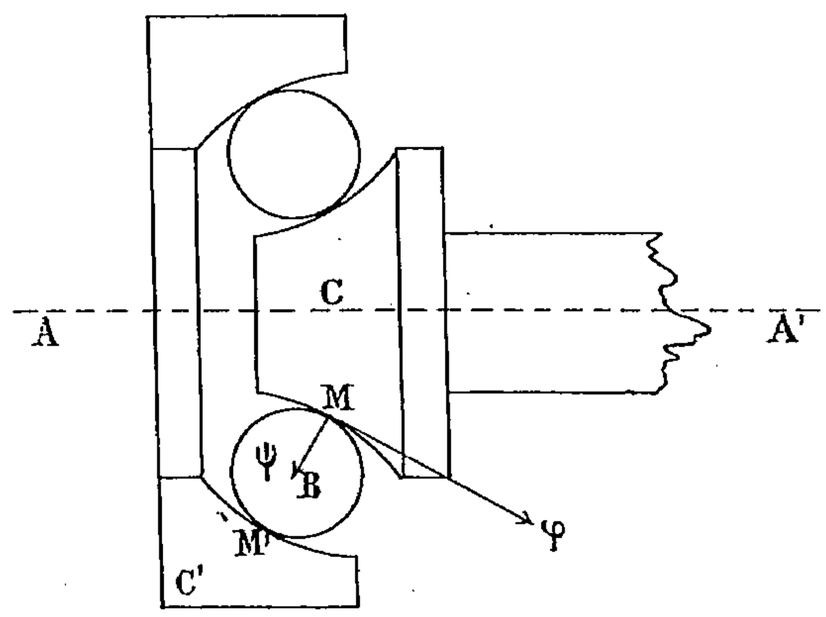


Fig. 3.

concavité, la longueur de l'ellipse, et par conséquent la résistance au pivotement, diminuent à mesure que le cône se rapproche de la forme plane, tandis que, pour un cône recevant la bille sur sa convexité, la résistance au pivotement est moins grande que dans le cas du plan.

Ces préliminaires étant établis, arrivons à l'objet principal de cette note. Considérons une bille B mobile entre un cône fixe C et une cuvette C′ qui tourne avec la vitesse angulaire ω autour de l'axe AA′ du cône (fig. 3). Soient M, M′ les points de contact. Quand le serrage est fait à fond, ces points sont diamétralement opposés sur la bille, ainsi qu'il est aisé de s'en assurer. On admet que la bille ne glisse ni en M ni en M′. La vitesse de M est donc nulle sur la bille comme sur le cône, et il en résulte que le mouvement élémentaire de B est une rotation autour d'un axe passant par M. Cette rotation peut être décomposée en trois autres, savoir : un roulement de vitesse φ autour de la tangente en M à la méridienne du cône ; un pivotement, de vitesse ψ, autour de la normale MM′ ; enfin, un roulement autour de la normale au plan de la figure. Ce dernier mouvement a une vitesse nulle, sans quoi la vitesse de M′ ne serait pas dirigée perpendiculairement au plan de la figure.

La vitesse du point M′ de la bille est due uniquement au roulement φ. Elle a pour valeur φd (d continuant à désigner le diamètre de la bille). D'autre part, si h est la distance de M′ à l'axe AA′. la vitesse du point M′ de la cuvette est ωh. En égalant ces deux vitesses, on trouve : $\varphi = \omega \frac{h}{d}$.

Étudions maintenant le mouvement relatif de la bille par rapport à la cuvette. Nous pouvons ramener celle-ci à l'immobilité en imprimant à tout le système une rotation $-\omega$ autour de l'axe AA′. Dès lors, le point M′ est fixe. Le mouvement de la bille autour de M′ est une rotation dont l'axe s'obtient en composant les vecteurs φ et $-\omega$, transportés en ce point. Si α désigne l'angle aigu de MM′ avec AA′, les projections de $-\omega$ sur la tangente et sur la normale en M′ à la méridienne de la cuvette sont respectivement $-\omega \sin \alpha$, et $-\omega \cos \alpha$; la vitesse du roulement relatif en M′ est donc $\varphi' = \varphi - \omega \sin \alpha$; celle du pivotement relatif est $\psi = \psi' - \omega \cos \alpha$.

Ce résultat, basé sur des considérations purement cinématiques, montre que, quelles que soient les forces en présence, la différence $\psi - \psi'$ des vitesses de pivotement en M et M′ a la valeur parfaitement déterminée de $\omega \cos \alpha$.

La cinématique ne fournit pas d'autre relation entre ψ et ψ'. Mais, d'après ce qui a été dit précédemment, nous pouvons affirmer que, si le cône et la cuvette sont dans le même état physique (dureté, degré de poli, etc.), la résistance au pivotement est plus grande pour la cuvette, surface concave, que pour le cône, surface convexe (abstraction faite de la légère concavité de la méridienne).

Dès lors, le pivotement doit s'effectuer entièrement au contact de la bille avec le cône, c'est-à-dire qu'on doit avoir $\psi = 0$ et $\psi' = \omega \cos \alpha$. L'expérience montre effectivement que l'usure du cône est plus rapide que celle de la cuvette.

Dans le temps dt, la perte de travail due au pivotement est égale au moment résistant multiplié par dt et par la vitesse de pivotement. Le moment résistant est, comme nous l'avons dit, $0{,}0093\, fpE$. La perte de travail est donc, à chaque instant $0{,}0093 fpE\omega \cos\alpha dt$. Dans un roulement à billes, la pression p, éprouvée par l'une des billes, varie d'une manière continue, mais elle n'a une valeur importante que pendant un instant assez court. Si par exemple il s'agit de l'axe d'une roue de bicyclette, chaque bille, quand elle se trouve dans sa position la plus basse, supporte à peu près à elle seule la totalité de l'effort. Soit P la réaction du sol contre le bandage. On peut la décomposer en deux forces verticales $\frac{P}{2}$, appliquées aux deux cuvettes, et la valeur de p est alors $\frac{P}{2 \sin \alpha}$. La perte de travail est par conséquent dans l'unité de temps, pour l'ensemble des deux roulements, $0{,}0093\, fPE\omega \operatorname{cotg} \alpha$, formule dans laquelle E désigne le contour de l'ellipse de contact entre la bille et le cône.

En se reportant aux calculs indiqués précédemment, on voit que E est proportionnel à $\sqrt[3]{p}$. Comme p est proportionnel à P, la perte de travail pour une roue donnée est proportionnelle à $P\sqrt[3]{P}$, c'est-à-dire à $P^{\frac{5}{2}}$, pourvu toutefois que la limite d'élasticité ne soit pas dépassée au contact des billes avec les cônes. Un léger dépassement ne semble pas, d'ailleurs, pouvoir exercer une grande influence, l'effet devant se produire surtout vers le centre du contact, c'est-à-dire dans la région où le frottement de glissement a un moment négligeable.

CHRONIQUE

RECHERCHES SUR LES DIMENSIONS A DONNER AUX CANAUX DE DISTRIBUTION DES MACHINES A VAPEUR, D'APRÈS M. *F. GUTHERMUTH*[1]

Communication du laboratoire de Mécanique de l'École supérieure de Darmstadt.

Le calcul des sections à donner aux canaux de distribution, ainsi que la recherche des dimensions des organes qui la produisent sont, dans la construction de nos machines à vapeur, basés sur des principes empiriques qui ne fournissent pas au constructeur des points de repère suffisamment exacts pour lui permettre de juger si les hypothèses faites le conduiront au but qu'il se propose d'atteindre.

Généralement on admet, dans les calculs d'établissement, une vitesse moyenne de vapeur de 30 mètres par seconde ; cette règle grossière ne permet de réaliser des distributions bien proportionnées que dans le cas où les dimensions de leurs organes ne sont pas soumis à des exigences particulières ; en un mot, lorsque la dépense de vapeur de la machine n'est pas le point le plus important.

Dans la dernière édition de son livre sur les machines à vapeur à grande vitesse, Radinger donne la relation suivante pour le calcul des dimensions des canaux :

$$\frac{f}{F} = \frac{1}{30} Cm,$$

f = section des canaux ;
F = section du piston ;
Cm = vitesse moyenne du piston en mètres par seconde.

Cette relation, bien que basée sur des essais, ne peut s'employer que pour une étude superficielle de la distribution ; ces principes empiriques ne s'accordent pas, en effet, avec les phénomènes du mouvement de la vapeur dans les organes de distribution.

En général, le point de départ de la construction d'une distribution est le calcul de la section des canaux de vapeur ; tandis que c'est, au contraire, la variation des sections d'ouverture des canaux qui permet de déterminer quelles sont les conditions les plus favorables qu'elle doit présenter.

La loi fondamentale théorique du mouvement d'ouverture ou de fermeture d'un organe de distribution découle de l'hypothèse que le volume de vapeur entrant ou sortant doit être égal au volume engendré par le piston, et que la vitesse du passage de la vapeur dans la distribution doit être constante, en rapport avec sa pression, sans provoquer une perte de pression supérieure à celle que l'on s'est fixée.

Il en résulte que l'on peut poser la relation suivante :

$$Fc = fw, \qquad (1)$$

dans laquelle F désigne la surface du piston, c sa vitesse instantanée, f la section d'ouverture du canal de distribution, w la vitesse d'entrée ou de sortie correspondante à la section d'ouverture. Cette section

$$f = \frac{F}{w} c$$

1. V. *Deutscher ingenieure*, 5 mars 1904. Traduction de M. *Lecuir*.

est donc proportionnelle à la vitesse c du piston, et celle-ci est elle-même liée à la vitesse v de la manivelle et à l'angle w qu'elle a parcouru par la relation

$$c = v \sin w.$$

Le diagramme de la vitesse instantanée du piston se construira très simplement (fig. 1) en décrivant sur une droite, représentant le parcours du piston, un cercle de rayon v, qui donnera à une échelle quelconque la vitesse de la manivelle. Ce diagramme pourra servir pour trouver les ouvertures des canaux de distribution, théoriquement exigibles pour chaque position du piston ; le diagramme des vitesses sera représenté par une droite parallèle à l'axe des abscisses (fig. 2).

En cas de remplissage complet, il faudrait, pour arriver à obtenir une vitesse

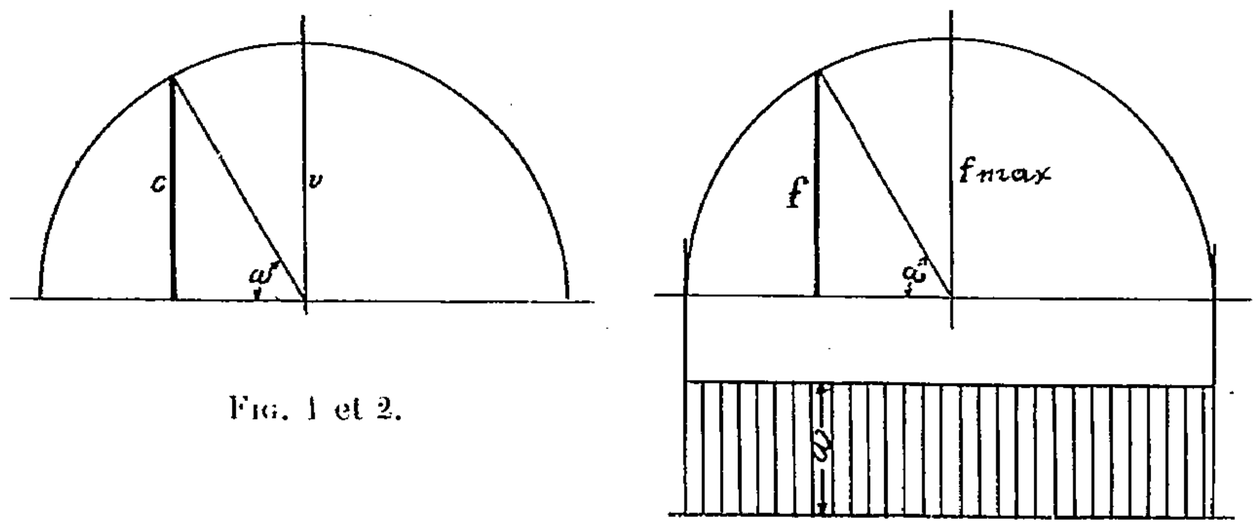


Fig. 1 et 2.

constante d'entrée ou de sortie de vapeur, mouvoir l'organe de distribution comme les ordonnées du demi-cercle, au moyen d'un excentrique de rayon f maximum, calé à 90° de la manivelle (fig. 2).

Pour une admission plus petite s_1 (fig. 3), le canal devrait être ouvert d'une quantité égale à la grandeur de l'ordonnée f, correspondante à la position c du piston, puis il devrait être fermé avec une vitesse infiniment grande.

Cette dernière condition n'est évidemment pas remplie, car pendant la fermeture du canal les organes de distribution seront toujours mus avec une vitesse finie. Par suite,

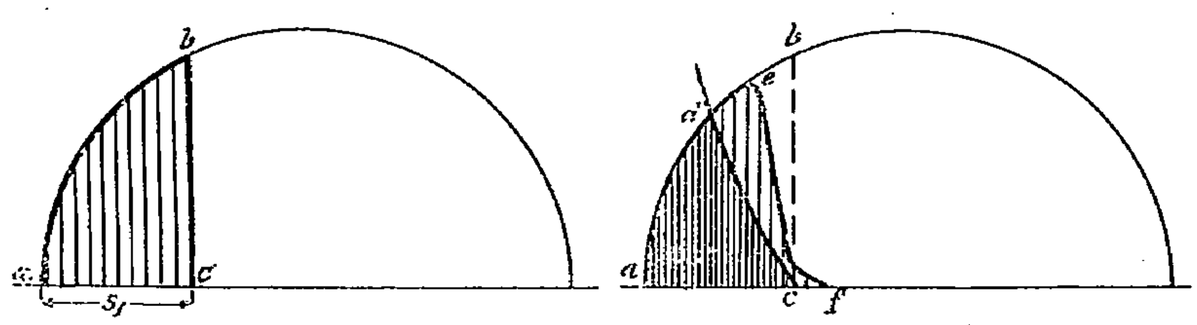


Fig. 3. Fig. 4.

dans la représentation graphique du phénomène, les lignes réelles d'écoulement s'écarteront plus ou moins de la verticale (fig. 4).

Il s'ensuit que, plus la commande extérieure d'une distribution permettra de se rapprocher des lois théoriques d'ouverture et de fermeture, plus cette commande sera meilleure. Dans les distributions de précision, la plus grande vitesse possible de fermeture est obtenue, comme on le sait, par des moyens artificiels.

Les différences qui existent entre les divers systèmes de distribution, au point de vue de la courbe de fermeture, apparaissent immédiatement dans le diagramme. Cette courbe affecte la forme cd (fig. 4), dans le cas d'une distribution à double tiroir et la forme ef dans le cas d'une distribution à déclic ou à ressort de rappel.

L'inclinaison de la courbe d'écoulement par rapport à la verticale *bc* indiquera le degré de précision de la distribution ; elle en sera la caractéristique et en fixera la valeur.

Par suite des variations inévitables dans le mouvement réel de la distribution, la vitesse d'écoulement de la vapeur ne restera pas constante. La dépendance exprimée par la formule (1) entre le volume engendré par le piston et la quantité de vapeur entrant ou sortant ne subsiste que dans l'hypothèse où la densité et la tension de la vapeur demeurent invariables.

Pour déterminer les vitesses réelles de la vapeur dans les sections d'ouverture des canaux,

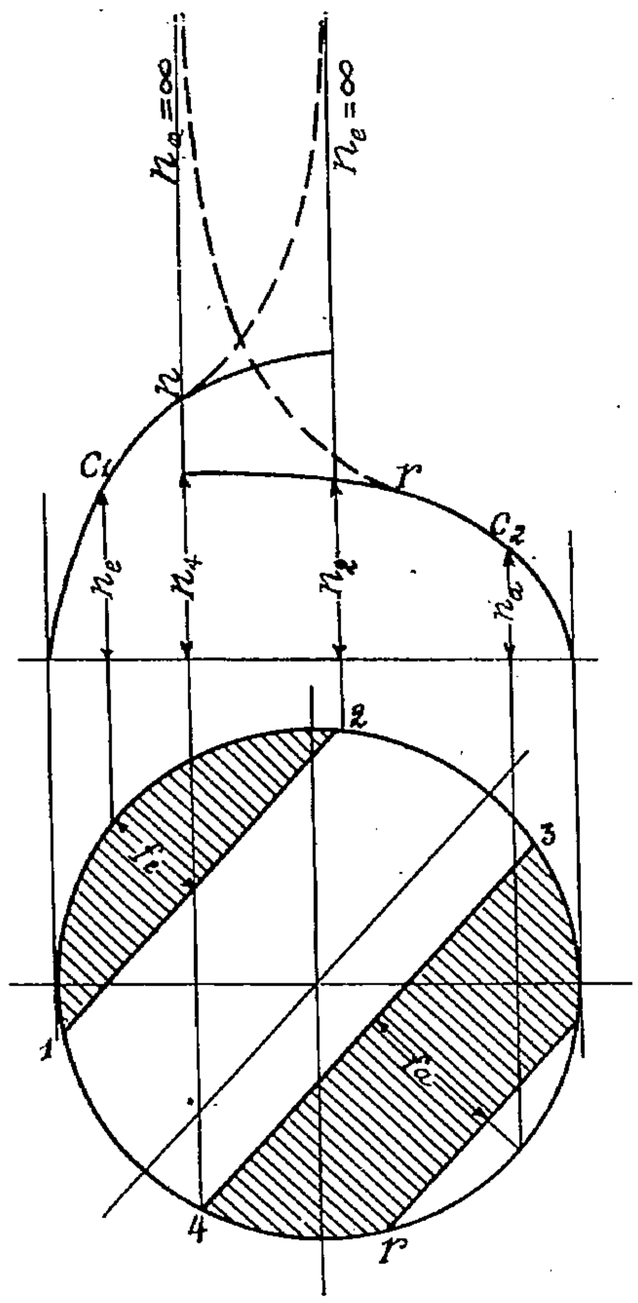


Fig. 5.

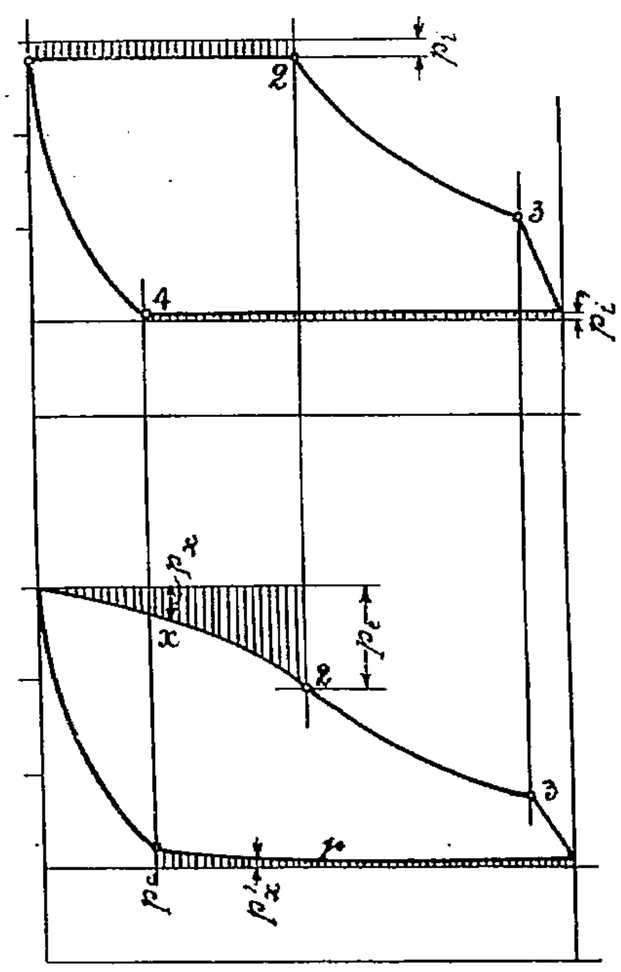


Fig. 6 et 7.

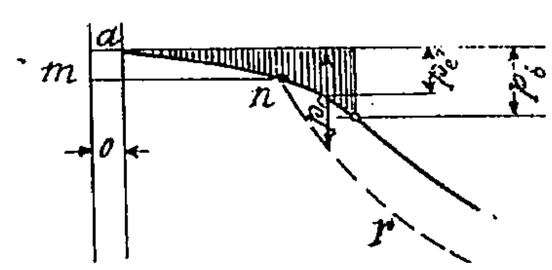


Fig. 8.

on peut encore admettre, comme formule servant de point de départ et pour de petites variations de tension, la relation :

$$Fc = fw,$$

d'où :

$$w = \frac{F}{f} c.$$

Dans ce cas, dans une distribution à tiroir unique, il se produirait les variations de vitesses représentées par les courbes C_1 et C_2 (fig. 5) dans lesquelles

f_e désigne la section d'ouverture à l'admission ;
w_e la vitesse correspondante ;
f_a la section d'ouverture à l'échappement ;
w_a la vitesse correspondante ;

Ces courbes permettent de reconnaître, qu'à la fin de l'admission et de l'échappement, la vitesse de la vapeur grandit beaucoup, cette vitesse devient infiniment grande au moment de la fermeture de l'organe de distribution. On suppose que la vapeur entrée occupe le volume engendré par le piston à pression constante, et que la vapeur d'échappement est expulsée par le piston à travers la section du canal de distribution aussi sans changement de pression. Mais si on se rappelle qu'une augmentation de vitesse nécessite une augmentation de pression, on comprendra qu'en général il se produise une chute de tension jusqu'au moment où la détente commence ; de même, vers la fin de l'échappement, il se produit une augmentation dans la contre-pression jusqu'au moment de la compression. Cela amènera des différences dans la forme des courbes d'admission et d'échappement entre le diagramme réel de l'indicateur et le diagramme théorique de la distribution parfaite (fig. 6 et 7).

Pour une vitesse d'écoulement uniforme, comme l'exemple de la distribution fig. 3 le suppose, le diagramme de vapeur montre également une différence constante de pression en avant et en arrière, dans les canaux de distribution, pour l'entrée et la sortie.

Dans la fig. 6, p_i est la pression qui correspond à la vitesse constante d'entrée, w_i et p_i' la pression qui correspond à la vitesse constante de sortie w_i'. Les vitesses réelles d'écoulement w_e et w_a (fig. 5) exigent des pressions croissantes ; par suite, les différences de tension en avant et en arrière, dans les canaux de distribution, augmenteront en conséquence et les lignes d'entrée et de sortie du diagramme réel de l'indicateur auront les formes indiquées par la fig. 7.

Les différences de pression p_x et p_x', habituellement désignées comme pertes de pression ou de laminage, se déduisent des vitesses w_e et w_a (fig. 5), à la condition que les surpressions nécessaires pour la production de ces vitesses puissent prendre naissance.

Un examen plus approfondi de l'admission et de l'échappement de la vapeur montre que les vitesses d'écoulement à travers les canaux de distribution dépendent non seulement du mouvement des organes, mais surtout des tensions de détente ou de compression résultant des mouvements du piston ; par exemple, pendant la période d'admission $a2$ (fig. 8). Après la position n du piston, on peut, pour atteindre une certaine vitesse d'entrée de la vapeur, réaliser dans certaines circonstances des dépressions plus fortes que celles que l'on obtiendrait par l'expansion de la vapeur introduite depuis m jusqu'à n. Du point n au point 2, il s'écoule encore de la vapeur fraîche ; la ligne d'entrée se relèvera donc en n_r plus haut qu'en $n2$ et les vitesses d'entrée seront limitées à partir de n et évaluées par la différence des pressions.

Si on porte sur le diagramme de la fig. 5 les vitesses qui correspondent aux pressions p_e', la courbe des vitesses réelles s'écarte de la courbe C_1 à partir du point n. Au moment de la fermeture du canal d'entrée, la vitesse de la vapeur est égale à $w_e = w_2$ et non pas de $w_2 = \infty$, ainsi qu'on devrait le trouver si l'on rendait le mouvement de la distribution solidaire de celui du piston.

Pour la face d'échappement, les choses se passent d'une façon identique ; à partir d'un certain point r, les vitesses réelles de sortie deviennent plus petites que celles qui ont été calculées pour C_r, parce que la faible augmentation de la tension de compression ne fournit, pour la production de la vitesse de sortie, qu'une faible élévation de surpression.

La recherche théorique exacte des formes des courbes d'entrée et de sortie de la vapeur, basée sur les conditions du mouvement indiqué ci-dessus, ainsi que sur la valeur de la pression dans le cylindre, a été faite, et les résultats publiés par M. *Blaes*. Dans la pratique, il paraît suffisant, pour déterminer des dimensions convenables des distributions, de fixer sur le diagramme d'indicateur le point à partir duquel commence un notable laminage de vapeur. Ce point sera choisi de façon que, pour la plus grande partie de

l'entrée et de la sortie, les pertes de pression, et par suite les vitesses d'écoulement de la vapeur ne dépassent pas un chiffre admissible.

Les courbes de vitesse C_1 et C_2 déduites de la dépendance mécanique qui existe entre le mouvement de la distribution et celui du piston peuvent être, d'une certaine façon, considérées comme des caractéristiques de la distribution en ce sens que de leur forme dépend en grande partie celle des courbes d'admission et d'échappement du diagramme de la vapeur.

Cette dépendance subsistera aussi longtemps qu'à l'intérieur du cylindre, sous l'influence de la détente de la vapeur, la pression sera plus faible que dans la boîte à vapeur.

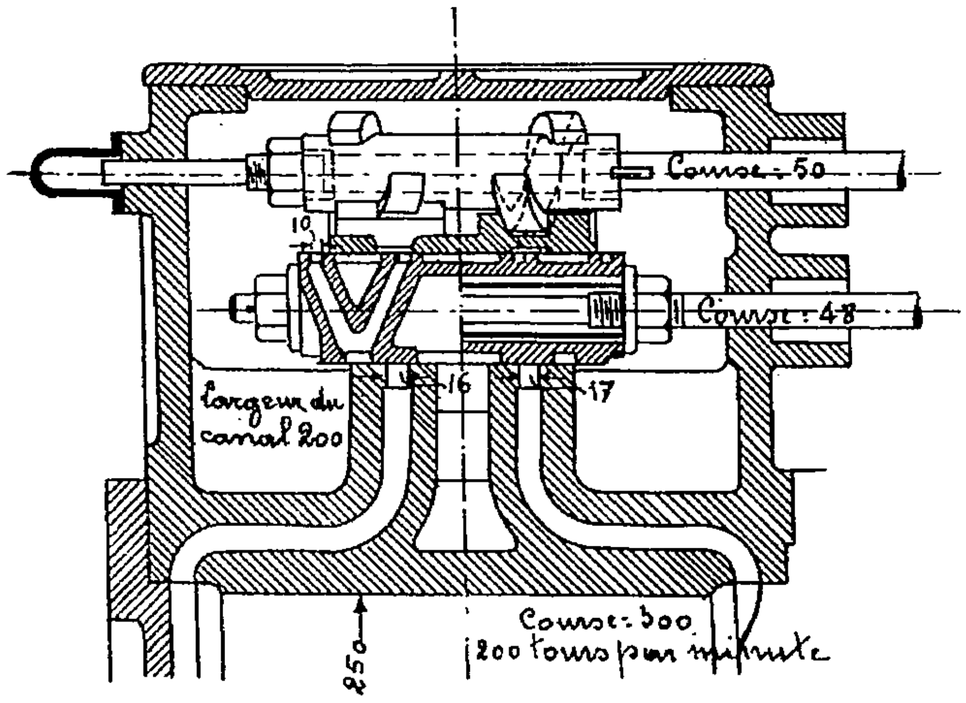


FIG. 9.

Les essais que j'ai entrepris m'ont prouvé que, pour des orifices rectangulaires, des surpressions relativement petites correspondent à des vitesses de vapeur relativement grandes ; on trouve, par exemple, que le rapport $\frac{p}{p_1}$ entre les pressions avant et après l'orifice d'écoulement, prend les valeurs suivantes :

pour $w = 60$ mètres $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}987$ ou $\frac{\Delta p}{p_1} = 0{,}013$;

pour $w = 100$ mètres $\frac{p^2}{p_1} = 0{,}975$ ou $\frac{\Delta p}{p_1} = 0{,}025$,

Δp désignant la différence des pressions entre p_2 et p_1.

Pour une pression effective de 10 atmosphères et une vitesse d'entrée de 60 mètres, on aurait une chute de pression de $0{,}013 \times 10 = 0{,}13$ atmosphère. Pour 100 mètres, on aurait une chute de $0{,}025 \times 10 = 0{,}25$ atmosphère. Ce sont des pertes de pression qui, en elles-mêmes, pour de faibles degrés d'admission, n'entraînent qu'une perte modérée de travail et, par conséquent, n'ont pas d'inconvénients sérieux.

Si l'on admet ces mêmes vitesses pour la vapeur d'échappement dans les canaux d'écoulement, la contre-pression, pour l'échappement à air libre, aura une valeur de $0{,}025 \times 1 = 0{,}025$ atmosphère pour $w = 100$ mètres et, pour la condensation, cette valeur tombera à $0{,}025 \times 0{,}1 = 0{,}0025$ atmosphère.

Ces pertes de pression n'ont, en pratique, aucune importance, le diagramme d'indicateur ne peut en être affecté d'une manière sensible. Ces quelques chiffres montrent clairement que, pour le calcul des dimensions à donner aux canaux de distribution, on peut admettre des vitesses de vapeur beaucoup plus considérables que celles

adoptées habituellement et qu'il n'y aucune raison de donner, dans les canaux d'échappement, une vitesse moindre que celle admise dans les canaux d'admission ; au contraire, les vitesses d'échappement, qui dépendent somme toute du mouvement du piston, peuvent être considérablement augmentées et portées à 200 mètres et plus, sans qu'il en résulte rien de désavantageux.

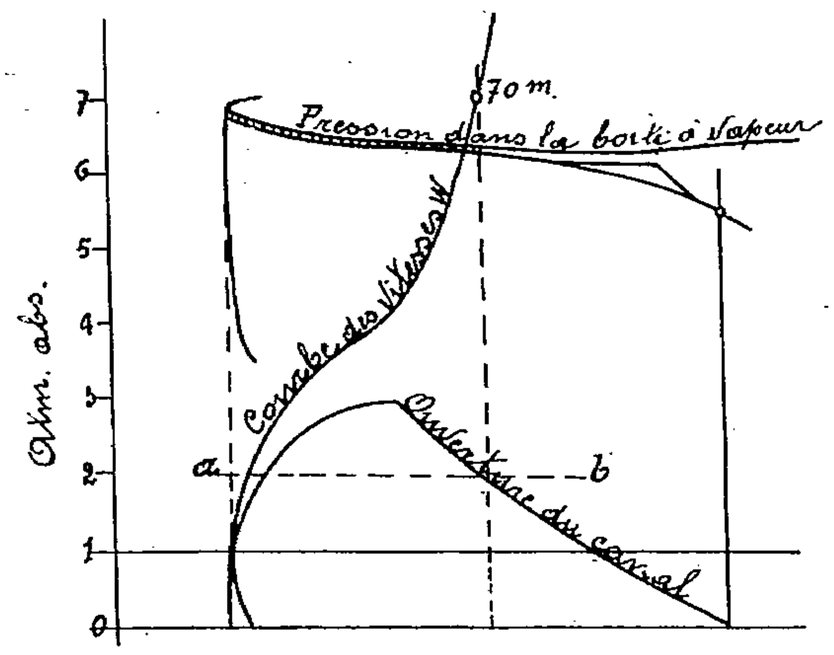


Fig. 10.

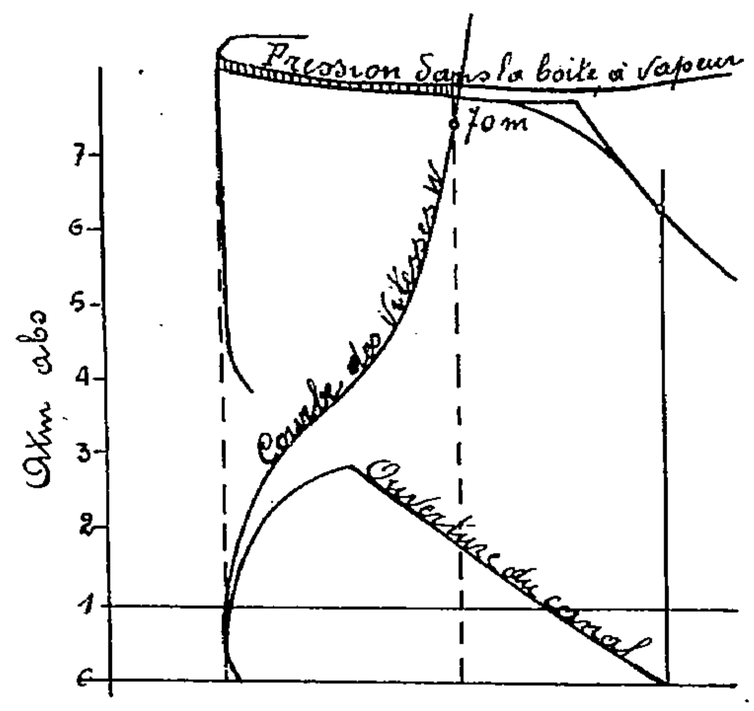


Fig. 11.

L'exactitude de cette manière de voir peut se vérifier sur toute distribution. Je citerai par exemple les essais exécutés sur la distribution des cylindres à haute et basse pression de la machine compound, et sur celle, à double tiroir, du moteur de 30 chevaux à grande vitesse du laboratoire de mécanique de *Darmstadt*.

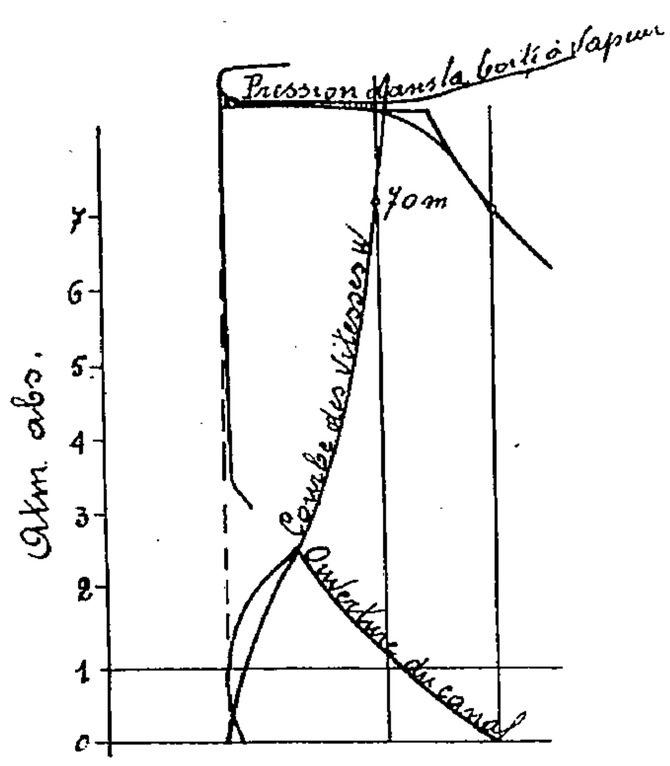


Fig. 12.

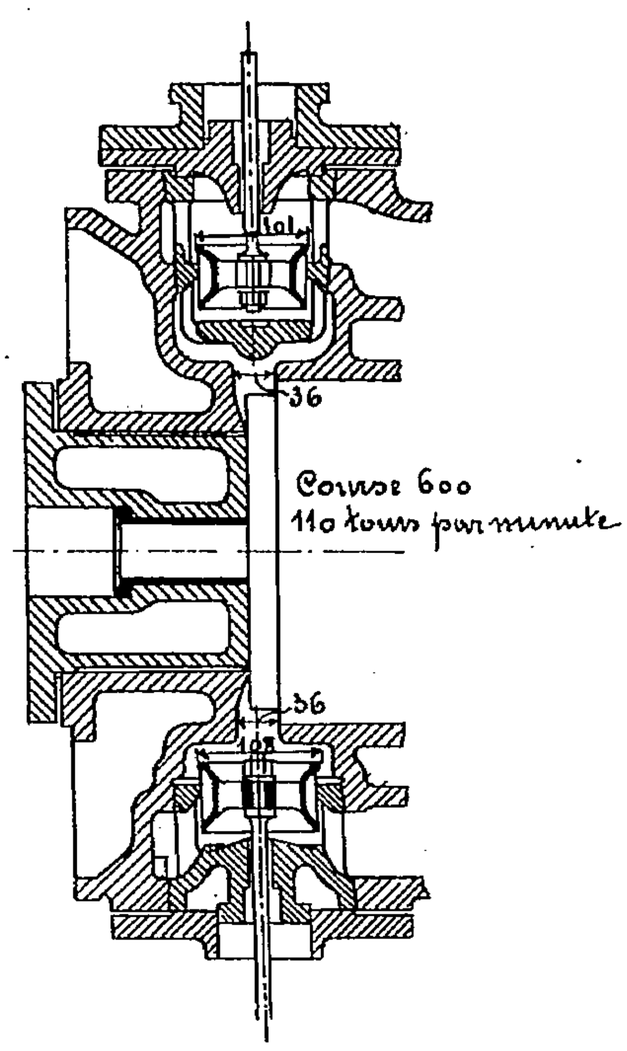


Fig. 13.

Le cylindre à haute pression de la première machine possède une distribution par soupapes commandées ; le cylindre à basse pression est muni d'une distribution genre *Wheelock*; les valves sont commandées par un excentrique et la détente est fixe. Les essais

ont été faits sur les trois systèmes de distribution les plus connus : tiroir ordinaire avec canaux de distribution longs et courbés (fig. 9 à 12) ; soupapes (fig. 13 à 17) ; robinet avec canaux très courts et parcours direct (fig. 18 et 19).

Les diagrammes représentent, pour différents degrés d'admission dans le cylindre, les

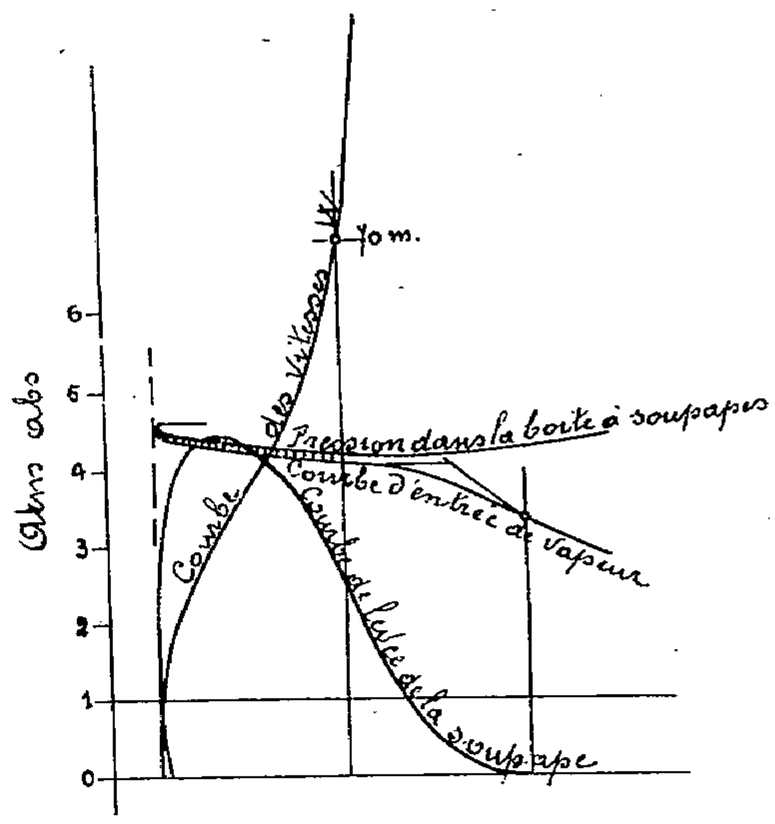


Fig. 14.

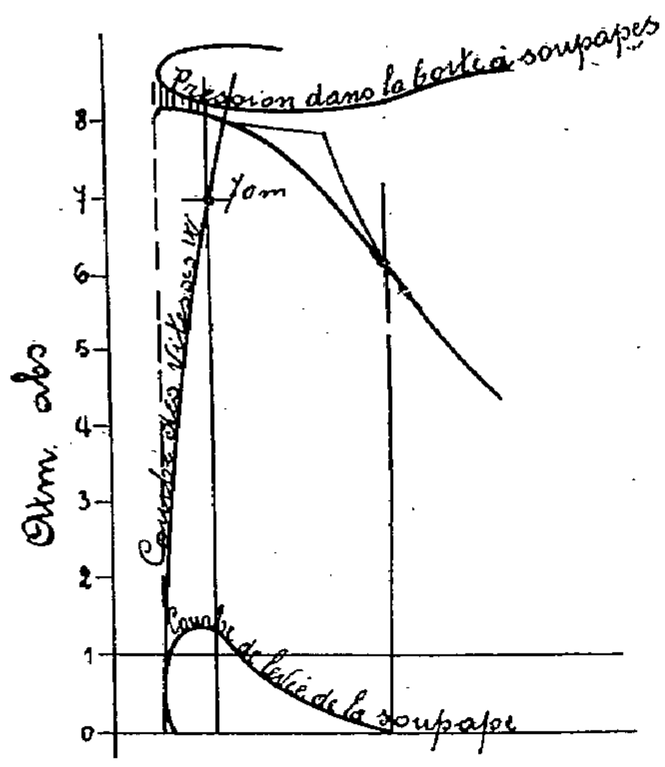


Fig. 15.

vitesses de vapeur dans les sections d'ouverture données par les organes de distribution, et les pertes de tension qui en résultent.

Les vitesses de la vapeur sont calculées par la formule $w = \frac{Fc}{f}$ et représentées par la courbe w. Les pertes de tension dans les organes de distribution sont déterminées expé-

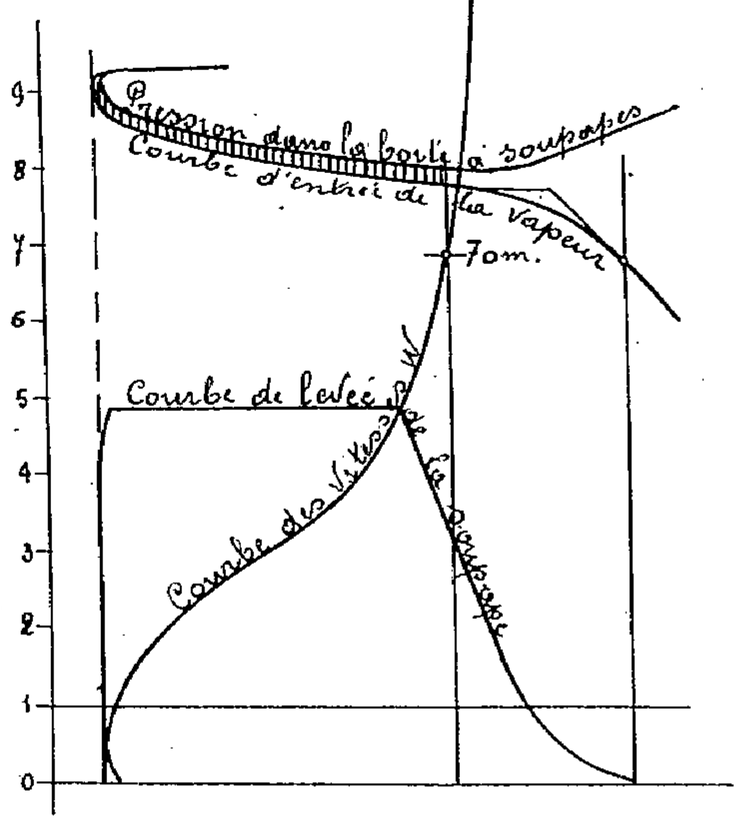


Fig. 16.

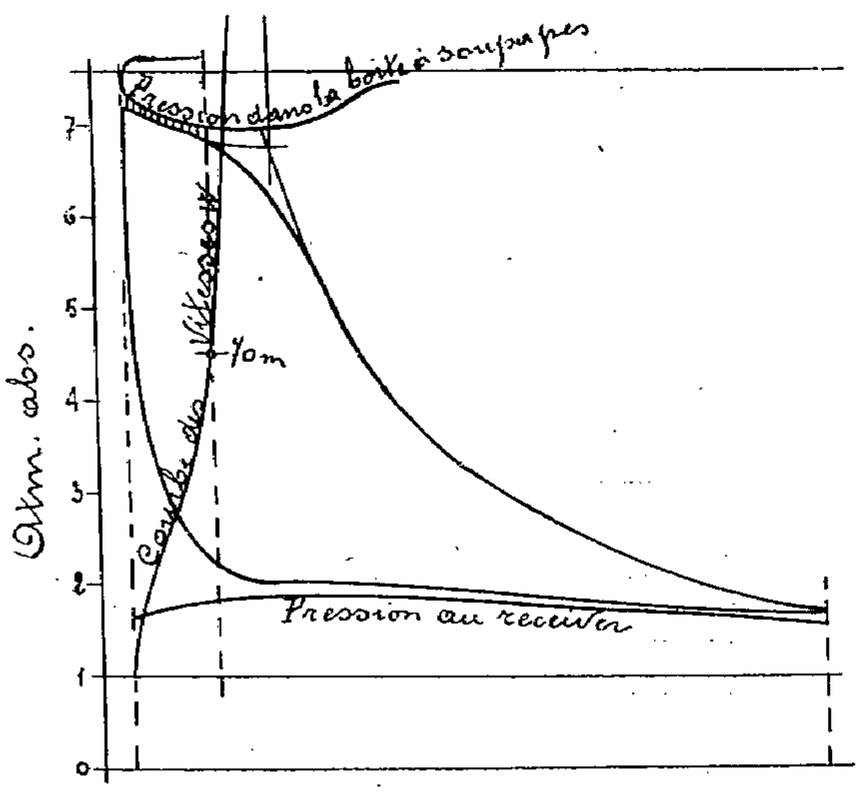


Fig. 17.

rimentalement au moyen de diagrammes pris simultanément dans l'intérieur du cylindre et dans la boîte à vapeur. Les surfaces hachurées indiquent les pertes de pression.

Les diagrammes relevés sur ces diverses distributions permettent de reconnaître, sans laisser place au moindre doute, que les pertes de pression, pour des vitesses de vapeur atteignant 70 mètres, sont encore insignifiantes et que même des vitesses de 100 mètres ne présentent pas d'inconvénients. Ce n'est que pour une augmentation de vitesse d'entrée plus forte que la perte par laminage commence à devenir sérieuse ; on peut donc admettre dans les calculs des vitesses d'écoulement de 70 et 100 mètres.

Calcul de nouvelles distributions. — L'utilisation des principes exposés ci-dessus, principes irrécusables en théorie, suppose un établissement de nos distributions entière-

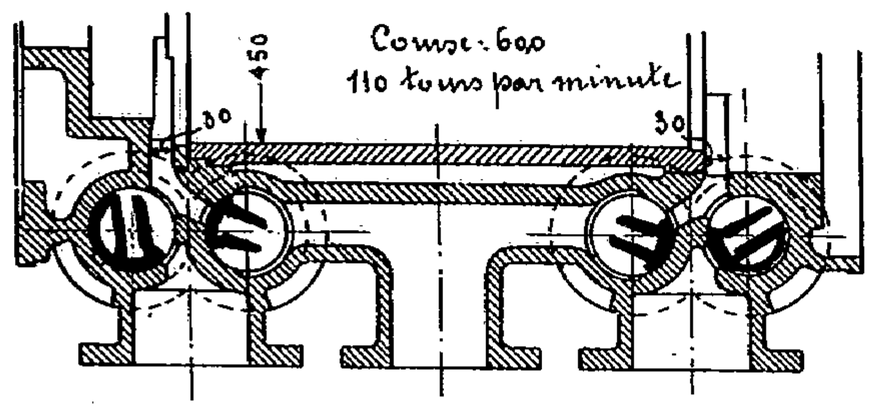


Fig. 18.

ment différent de celui qui est adopté généralement. En effet, on ne doit plus se baser, pour les établir, uniquement sur la section du canal de distribution, mais sur les différentes sections qui peuvent être données par l'organe de distribution ; cette façon de faire doit être suivie complètement en ce qui concerne l'admission de la vapeur. Quant à l'échappement, d'autres considérations y apportent des modifications.

Distribution d'admission. — L'étude des proportions convenables de la distribution d'admission s'appuie sur la forme de la courbe d'entrée de la vapeur, la perte de tension

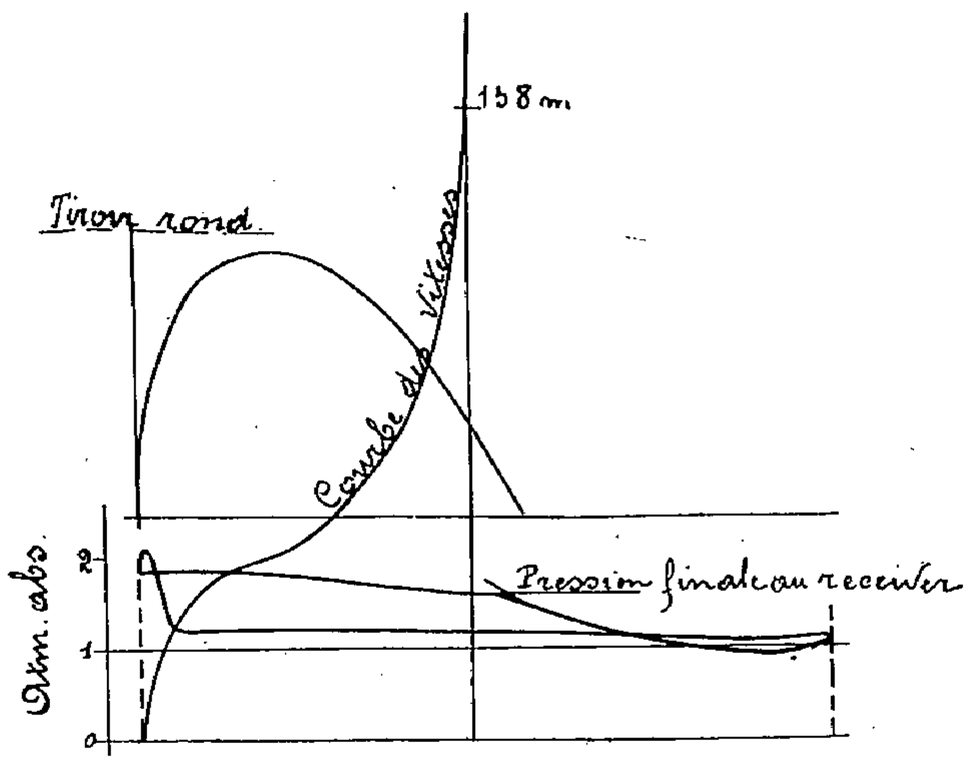


Fig. 19.

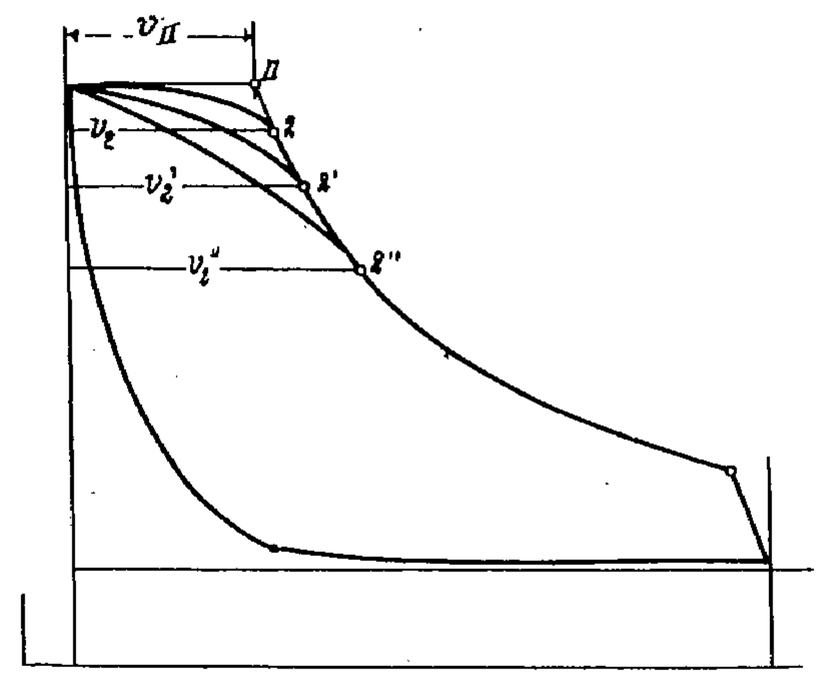


Fig. 20.

plus ou moins rapide a sur elle une influence prépondérante, la forme de cette ligne d'entrée permet de déterminer la position x du piston à partir de laquelle (pendant l'admission) le laminage pourrait devenir important ; portion pour laquelle, comme nous l'avons dit, la vitesse pourrait dépasser 70 à 100 mètres par seconde. La section d'ouverture f_x, correspondant à la position x du piston, se calcule par la formule

$$f_x = \frac{F}{w} c_x.$$

Dans cette relation, F : section du piston, est connue, C_x également ; quant à w, vitesse admissible dans la section, on doit la fixer *à priori*. Comme le schéma de la distribution et le diagramme du tiroir donnent les rapports entre les grandeurs des excentriques, des recouvrements, etc., on peut déterminer les dimensions des organes de distribution dès que la section d'ouverture pour la position x du piston est connue. Au moyen des courbes de vitesse de la vapeur (fig. 5), on pourra, d'après la pression de celle-ci dans la boîte à tiroir, obtenir la forme de la courbe d'entrée du diagramme d'indicateur.

A diverses valeurs admises pour la perte de tension pendant l'écoulement, correspondront, pour un même degré de détente, des admissions différentes (fig. 20). Dans cette figure, v_{II} représente la forme de la courbe d'admission, d'après la perte de tension que l'on s'est donnée. La distribution aurait pu permettre de réaliser les volumes d'admission

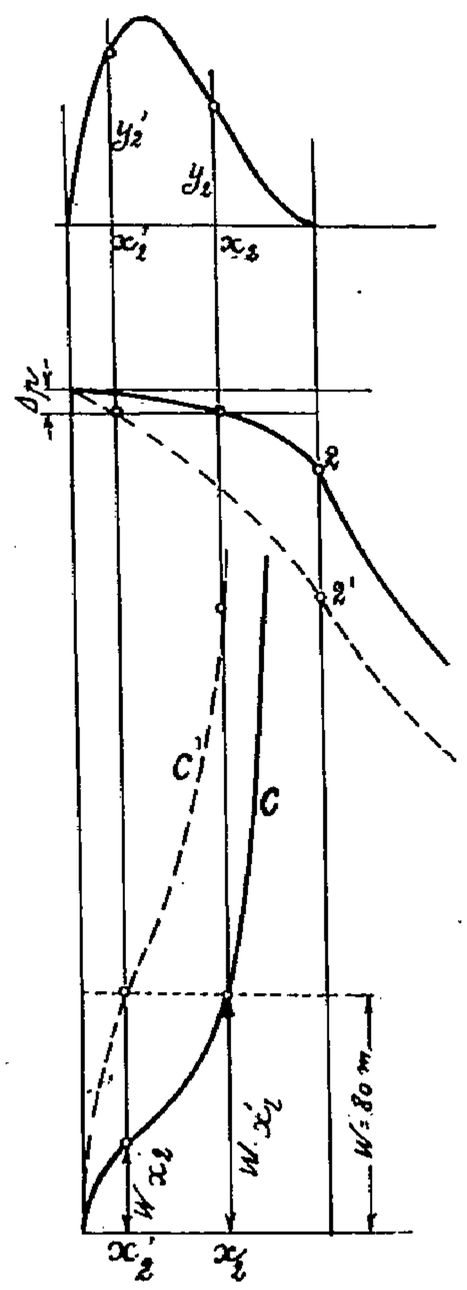


Fig. 22.

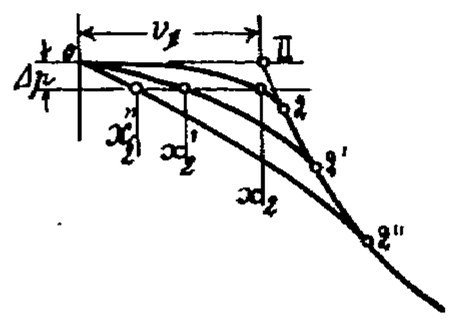


Fig. 21.

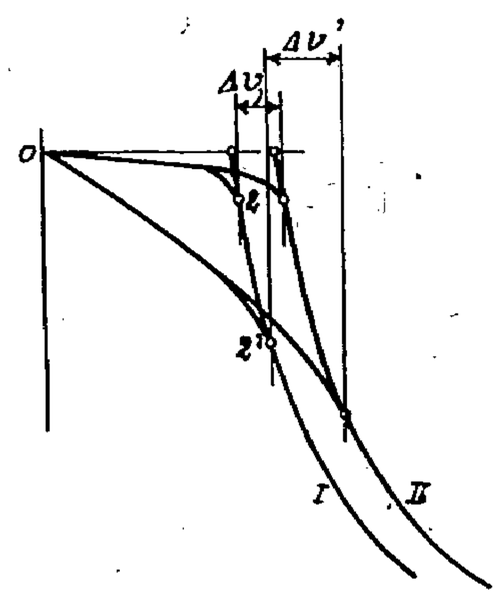


Fig. 23.

v_2, v_2' ; v_2'', sans que ces changements dans l'admission eussent provoqué une variation notable dans le rendement de la machine.

Si le tracé du diagramme présumé donne une forme peu convenable pour la courbe de la courbe d'admission, il faudrait chercher une meilleure position x du piston, pour le calcul de la section d'ouverture.

Si, par exemple, on a une courbe d'admission de la forme 0.2 (fig. 21), on doit avancer le point x, à partir duquel on porte la chute de pression Δp, plus près du point final d'admission 2, en x_2 environ ; si on avait pu choisir une ligne d'admission descendant plus rapidement, telle que 0.2″, le point x aurait dû être déplacé dans une direction opposée, soit en x_2''. Dans le premier cas, les dimensions des organes de distribution et leur mouvement sont amplifiés ; dans le second cas, ils sont réduits.

Si les proportions de construction d'une distribution d'admission ont été étudiées

d'assez près pour que la loi du mouvement d'ouverture et de fermeture soit connue (courbe o et caractéristique c (fig. 22), les dimensions principales de l'organe de distribution seront déterminées en prenant, sur la courbe c, la position du piston pour laquelle la vitesse d'entrée atteindra 80 mètres, vitesse correspondant à une perte de tension Δp.

Soit, par exemple, la position du piston x_2 ; dans la courbe c, on prendra les ordonnées $w_{x2} = w = 80$ mètres ; pour cette position, la vitesse du piston sera c_2 ; par suite, la grandeur absolue de la section du canal sera donnée par :

$$f_{x2} = \frac{F}{w} c_2.$$

Si nous admettons déjà, pour la position x_2', une vitesse d'entrée de 80 mètres, soit $w_{x'2} = w = 80$, cette vitesse augmentera proportionnellement aux ordonnées de la courbe c, et donnera la courbe c' ; les chutes de pression à l'entrée augmenteront, et la ligne d'entrée tombera à la fin de la période d'admission jusqu'en $2'$ environ.

La section d'ouverture f_{x2}' se calculera d'après le rapport $\frac{F}{w} c_2'$ et pour la position x_2 du piston, la section nécessaire du canal sera :

$$f_{x2}'' = f_{x2}' = f_{x2} \frac{c_2' y_2}{c_2 y_2'}.$$

Elle diminuera donc dans la même proportion que celle qui existe entre les vitesses du piston aux points x_2' et x_2, ou entre les ordonnées y_2 et y_2'. Si donc, on admet la ligne d'entrée $2'$, les dimensions de la distribution seront également diminuées dans le rapport de f_{x2}'' à f_{x2}.

Dans la comparaison des différentes proportions de distribution que l'on peut obtenir par ce moyen, on ne doit pas perdre de vue l'influence exercée par la forme de la courbe d'admission sur la régularité de la machine, suivant que l'on adoptera la courbe 0,2 ou la courbe $0,2'$ (fig. 23). On aura comme courbes de détente 1 ou 2, qui entraîneront de grandes variations Δv ou $\Delta v'$ dans le volume d'admission. Il s'ensuivra que, pour une variation de charge à peu près uniforme, le déplacement des organes de distribution, et par suite celui du manchon du régulateur, sera beaucoup plus important avec des courbes d'admission à chute brusque qu'avec celles à pertes de tension plus faibles.

La forme des lignes d'admission exerce une influence considérable sur la régularité de la distribution et la constance de la régulation, il est très important d'en tenir compte.

La perte de travail due au laminage n'a, en général, que peu d'importance parce qu'elle est très faible, comparativement au travail de détente, et que ce laminage produit, jusqu'à un certain point, une surchauffe de la vapeur d'admission.

Distribution d'échappement. — Pour obtenir le plus grand rendement, la vapeur doit s'échapper avec la plus petite contre-pression. Elle est d'ailleurs grandement influencée par les conditions de l'avance à l'échappement, par le diamètre et la longueur des conduites d'échappement, ainsi que par les changements de direction et les variations de section de ces conduites.

Dans les machines à échappement à air libre ou à condensation, ces résistances atteignent une valeur beaucoup plus considérable que celle due à la distribution. C'est pour ces raisons qu'il est nécessaire de calculer les conduites d'échappement d'après les résistances admises et de rapprocher autant que possible le condenseur du cylindre. L'influence de la distribution sur la sortie de la vapeur se produit pendant deux périodes différentes : la première est celle pendant laquelle la vapeur s'échappe du cylindre par suite de la tension qu'elle possède à la fin de la détente, indépendamment de l'augmen-

tation de tension qui pourrait être produite par la vitesse du piston ; la seconde période est celle d'échappement proprement dit, pendant laquelle la vapeur est expulsée par le piston.

L'avance à l'échappement doit être choisie de telle sorte, qu'au moment où le piston atteint son fond de course, la tension de la vapeur dans le cylindre soit égale à celle de la

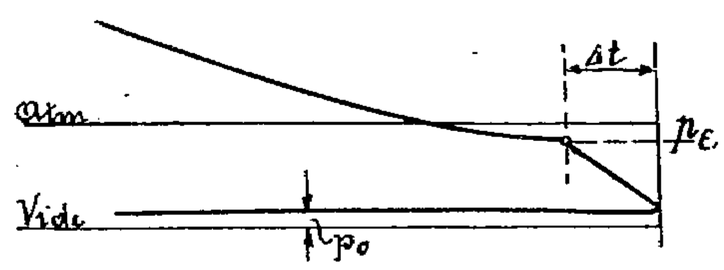


Fig. 24.

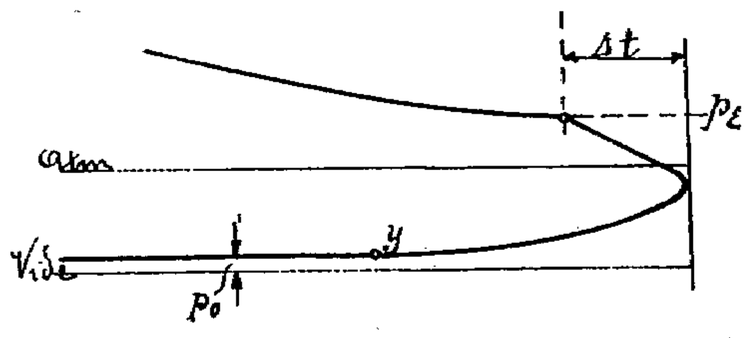


Fig. 25.

contre-pression (fig. 24) ; cette condition ne sera réalisée que pour autant que la section d'ouverture de l'organe d'échappement, ainsi que la durée Δt de l'échappement anticipé, soient insuffisantes pour permettre l'écoulement d'un volume de vapeur déterminé par la différence des tensions qui existent entre la fin de la détente et le fond de course du piston.

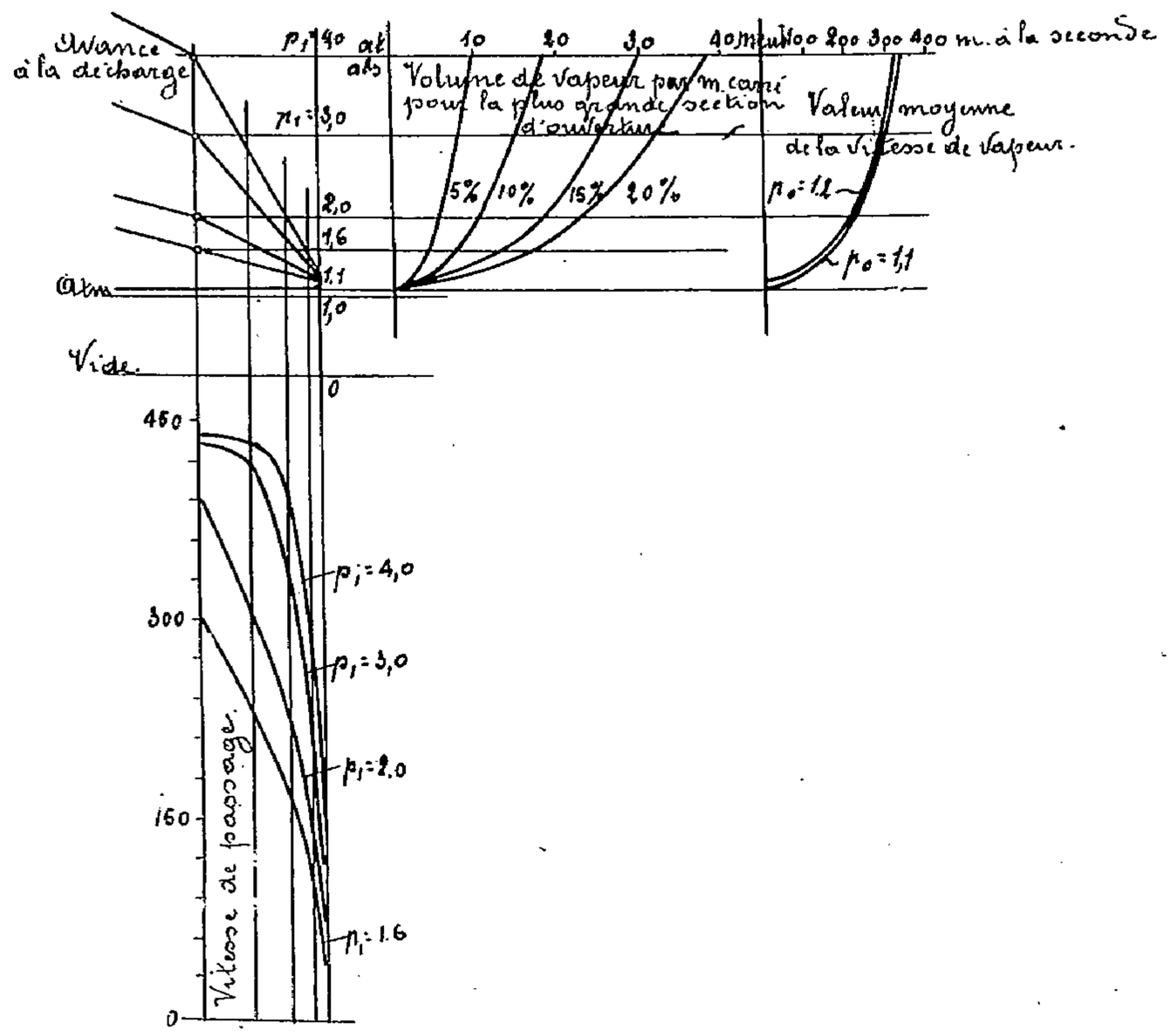


Fig. 26.

La valeur de l'échappement anticipé augmente ou diminue comme la tension p_E de fin de détente et le nombre de tours de la machine.

Lorsque les tensions de fin de détente sont extraordinairement élevées, ou que le nombre de tours de la machine est considérable, la pression dans le cylindre n'atteint la valeur de celle de la contre-pression que lorsque le piston a déjà parcouru une partie plus ou moins grande de sa course de retour (fig. 25).

La vapeur est expulsée du cylindre par le mouvement du piston jusqu'au point y ; l'augmentation de pression est due à la résistance du passage de la vapeur dans les organes d'échappement. Le volume de vapeur à écouler varie à chaque instant et est déterminé par le mouvement du piston ; ce n'est qu'au point y que la section d'ouverture des canaux sera suffisante pour obtenir la tension de contre-pression.

Ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer précédemment, les vitesses de vapeur réellement atteintes, pendant la période d'échappement, ne correspondent pas tout à fait à celles que l'on admet généralement. Contrairement à l'hypothèse habituelle, qui suppose une vitesse de la vapeur de 30 mètres, déterminée par la vitesse moyenne du piston, on peut admettre des vitesses de passage de 100 mètres et plus pour l'échappement à l'air libre, et de 200 mètres pour marche à condensation. Mais, dans ces cas, il faut que l'on choisisse une valeur convenable de l'avance à l'échappement et que l'on s'arrange pour que la vapeur puisse sortir facilement du cylindre.

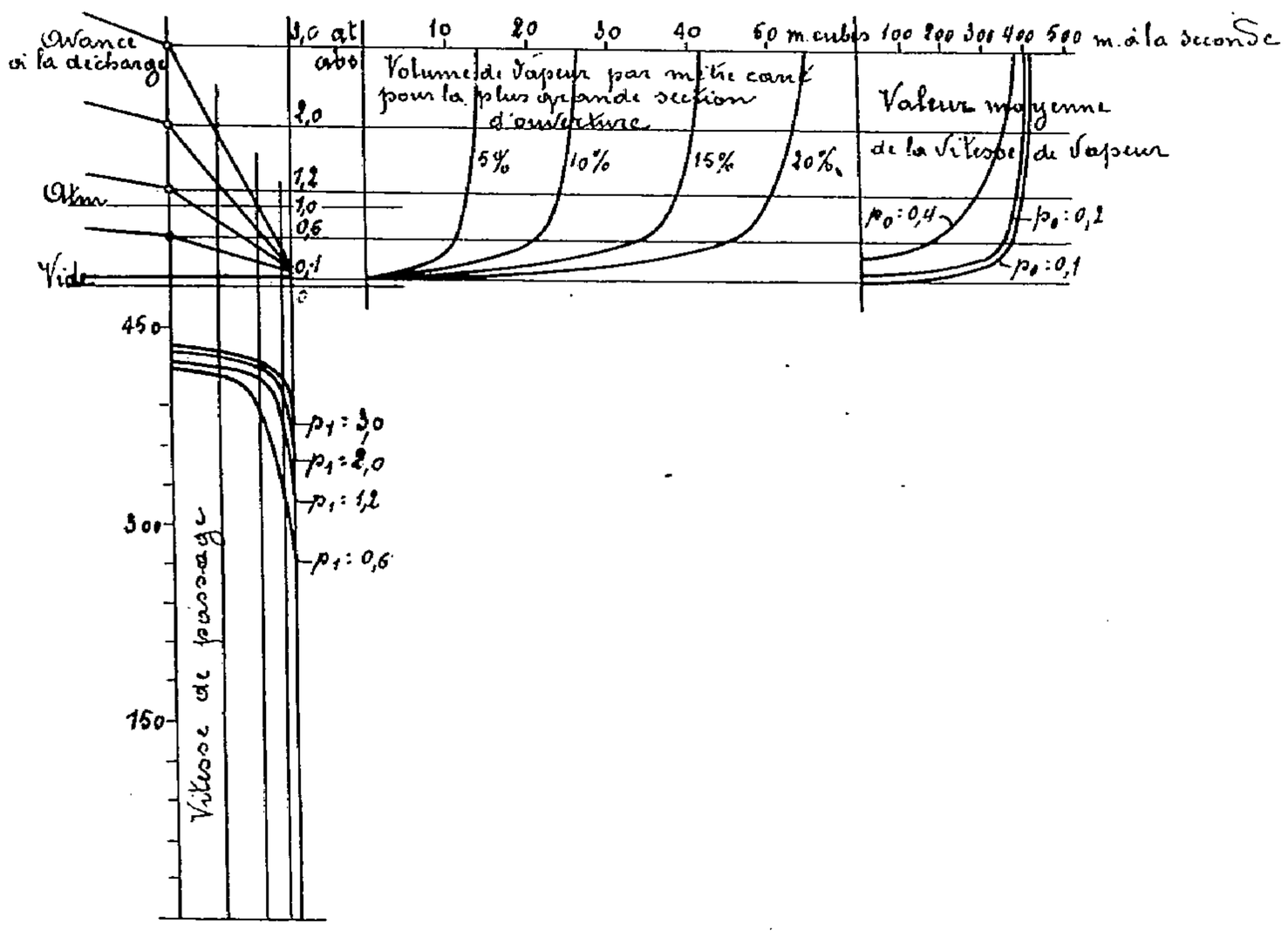


Fig. 27.

Dans les machines à condensation, il se présente toutefois une difficulté qui consiste en ce que le temps consacré à l'avance à l'échappement peut ne pas être suffisant pour permettre que la vapeur puisse être complètement condensée au moment où le piston atteint son fond de course. Quand cette insuffisance existe, il se produit pendant le retour du piston une augmentation de la contre-pression.

En vue d'obtenir une contre-pression à l'échappement extrêmement basse, il est nécessaire d'avoir de très grands condenseurs, et c'est avec raison que l'on a employé des réservoirs cylindriques de la dimension de grandes chaudières.

Pour faciliter la détermination numérique de l'avance à l'échappement d'une distribution, nous avons établi les tables suivantes et les diagrammes des fig. 26 et 27.

MARCHE A CONDENSATION

AVANCE à l'échappement en °/₀	CONTRE-PRESSION $p_0 = 0,4$ at. abs.			CONTRE-PRESSION $p_0 = 0,2$ at. abs.			CONTRE-PRESSION $p_0 = 0,1$ at. abs.		
	p_1	$n = 100$	300	p_1	$n = 100$	300	p_1	$n = 100$	300
5	3,0	12,1	4,0	3,0	13,7	4,6	3,0	13,8	4,6
	2,0	10,9	3,6	2,0	13,3	4,4	2,0	13,3	4,4
	1,5	8,9	3,0	1,2	12,3	4,1	1,2	12,8	4,3
	1,0	7,1	2,4	0,6	11,2	3,7	0,6	11,3	3,8
10	3,0	23,1	7,7	3,0	25,9	8,6	3,0	26,1	8,7
	2,0	21,0	7,0	2,0	25,1	8,4	2,0	25,2	8,4
	1,5	17,1	5,7	1,2	23,2	7,7	1,2	24,2	8,1
	1,0	13,7	4,6	0,6	21,3	7,1	0,6	21,0	7,0
15	3,0	36,1	12,0	3,0	41,0	13,7	3,0	41,3	13,8
	2,0	33,1	11,1	2,0	39,7	13,2	2,0	39,8	13,3
	1,5	27,4	9,1	1,2	36,8	12,3	1,2	38,3	12,8
	1,0	22,1	7,4	0,6	33,9	11,3	0,6	34,3	11,4
20	3,0	47,6	15,9	3,0	53,6	17,9	3,0	54,2	18,1
	2,0	43,5	14,4	2,0	51,9	17,3	2,0	52,2	17,4
	1,5	35,7	11,8	1,2	48,2	16,1	1,2	50,3	16,8
	1,0	28,8	9,6	0,6	44,3	14,8	0,6	44,9	15,0

MARCHE SANS CONDENSATION

AVANCE à l'échappement en °/₀	CONTRE-PRESSION $p_0 = 1,2$ at. abs.				CONTRE-PRESSION $p_0 = 1,1$ at. abs.			
	p_1	$n = 80$	100	300	p_1	$n = 80$	100	300
5	5,0	13,4	10,7	3,6	4,0	12,4	9,9	3,3
	4,0	13,0	9,6	3,2	3,0	10,6	8,4	2,8
	3,0	10,1	8,1	2,7	2,0	7,1	5,7	1,9
	2,0	7,4	5,9	2,0	1,6	5,4	4,3	1,4
10	5,0	24,7	19,8	6,6	4,0	23,5	18,8	6,3
	4,0	22,1	17,7	5,9	3,0	19,1	15,3	5,1
	3,0	18,8	15,1	5,0	2,0	13,6	10,9	3,6
	2,0	13,7	11,0	3,7	1,6	10,2	8,2	2,7
15	5,0	39,8	31,7	10,6	4,0	37,9	30,3	10,1
	4,0	35,8	28,6	9,5	3,0	31,9	25,5	8,5
	3,0	30,5	24,4	8,1	2,0	22,1	17,8	5,9
	2,0	22,6	18,1	6,0	1,6	16,9	13,5	4,5
20	5,0	51,8	41,5	13,8	4,0	47,1	37,7	12,6
	4,0	46,7	37,4	12,5	3,0	40,5	32,4	10,8
	3,0	39,8	31,9	10,7	2,0	28,2	22,5	7,5
	2,0	29,2	23,4	7,8	1,6	21,2	17,0	5,7

TURBINES A VAPEUR[1]

La compagnie *Westinghouse* possède, dans ses ateliers de Pittsburg, une installation des plus remarquables pour l'essai méthodique complet et rapide de toutes les turbines qui sortent de cet établissement; nous en donnons la description d'après une intéressante communication de M. *Bibbins* à l'Institut des Ingénieurs mécaniciens d'Amérique[2].

Dans cette usine, on ne se borne pas à l'essai des turbines mêmes, on fait aussi l'épreuve méthodique des matériaux qui les composent. Les bronzes des aubes, par exemple, qui doivent supporter la température de la vapeur surchauffée, sont essayées à des températures correspondantes, auxquelles elles sont portées, dans la machine à essayer, par un petit four électrique ou par un bain fondu. Les différents métaux sont, en outre, soumis à une analyse micrographique, avant et après leur travail, de manière à juger des modifications apportées par ce travail dans leur structure intime; la fig. 1 est la reproduction d'une de ces cartes d'analyse, qui donnent la définition complète du métal.

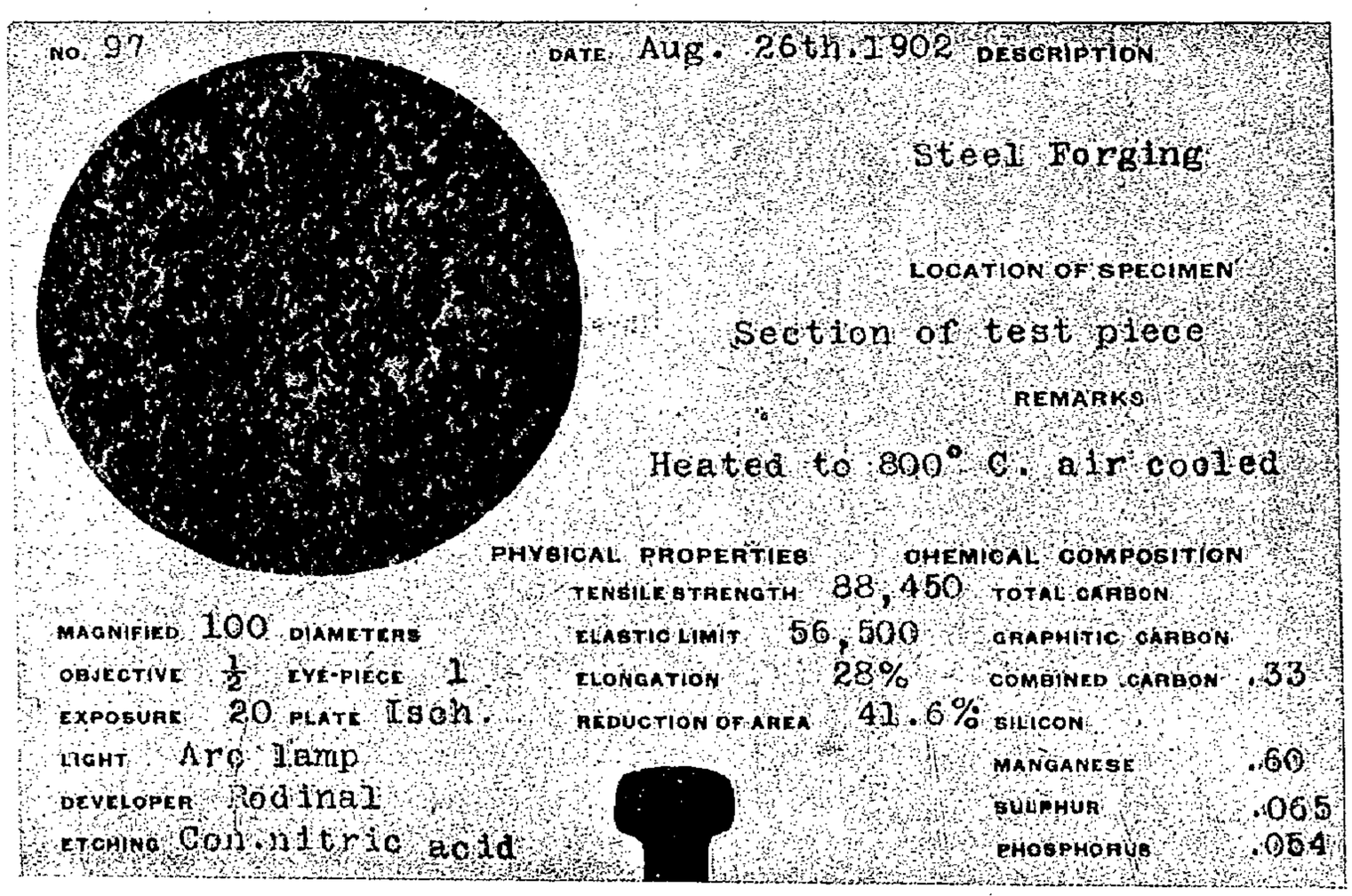


Fig. 1. — Carte d'essai hiérographique.

L'un des points les plus essentiels à réaliser dans la construction des turbines est l'équilibrage parfait des roues animées de si grandes vitesses et douées d'un si faible jeu. On se sert, pour l'appréciation de cet équilibrage, de l'appareil représenté par la fig. 2, qui consiste en une plaque tournante posée sur une châssis à couteaux de balance et pourvu d'un contrepoids, ainsi que d'une longue tige qui en indique les déviations de l'horizontale. On place la roue à vérifier sur la plaque, on déplace le contrepoids jusqu'à ce que le centre de gravité de l'ensemble soit très près au-dessous des couteaux, on note la déviation de l'index et l'on tourne la plaque de 180°; la nouvelle position que prend l'index donne le double du balourd et en indique approximativement la position, de

1. Voir la *Revue de Mécanique* d'avril, p. 368.
2. *Engineering News*, 3 mars 1904, p. 213.

sorte qu'il est facile de la corriger. Cet appareil indique un balourd de 0,002 p. 100 du poids de la roue en essai.

La plate-forme d'essai des turbines, au centre de l'atelier de montage, occupe une surface de 1.022 mètres carrés ; elle comprend deux parties : l'une, à gauche, pour les petites turbines, et l'autre, à droite (fig. 3), pour les grandes turbines, jusqu'à 3.000 kilowatts. Cette plate-forme en ciment est recouverte de plaques de fonte avec rainures pour l'attache des turbines. Une disposition particulière de condenseur permet de maintenir un vide de 750 absolu au moyen d'un condenseur à surfaces Alberger (*Revue de Mécanique*, avril 1903, p. 382) avec pompe à air sèche enlevant l'air du haut du

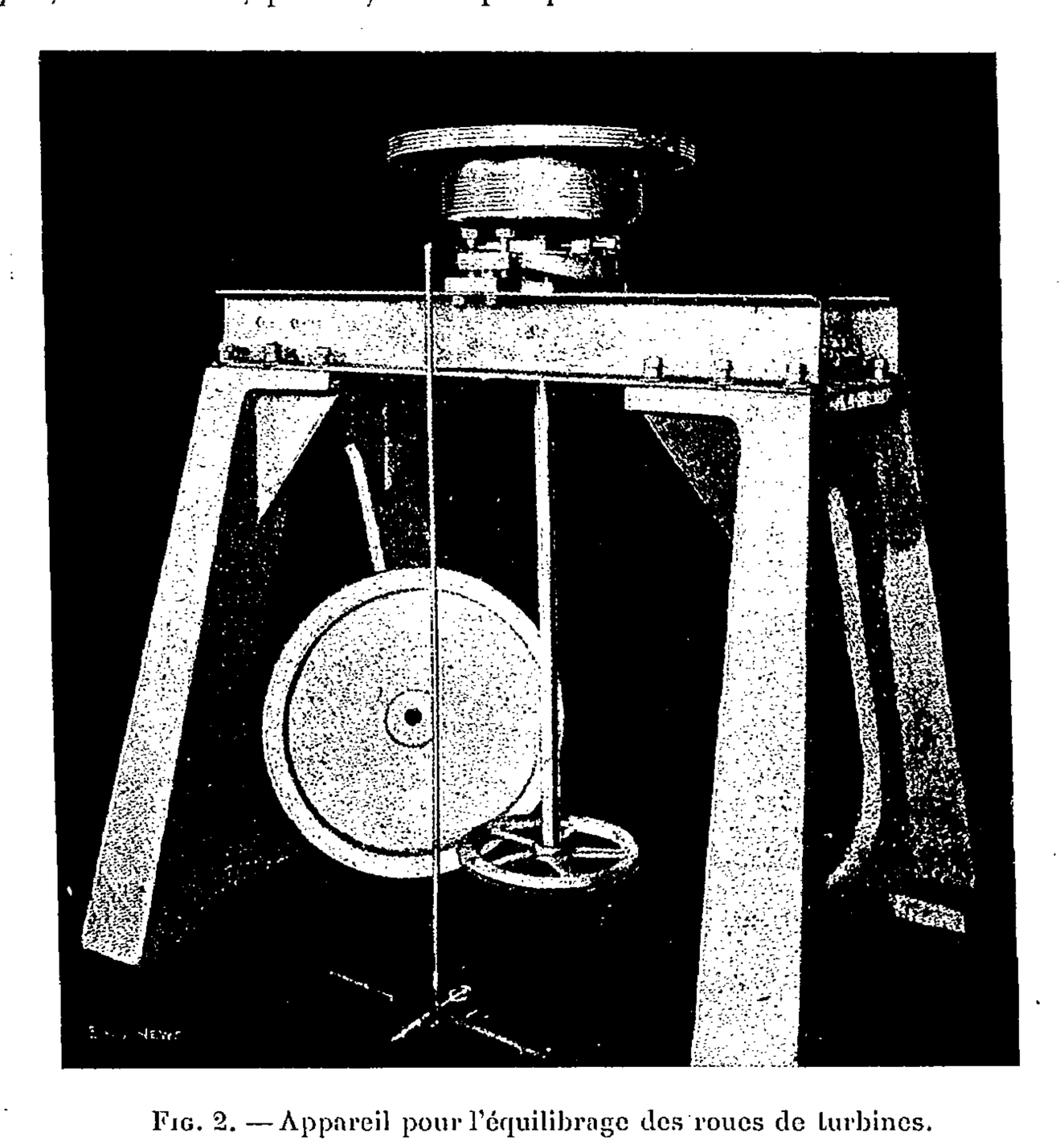


Fig. 2. — Appareil pour l'équilibrage des roues de turbines.

condenseur et pompe spéciale enlevant l'eau de la bâche et l'envoyant aux réservoirs de pesée, séparation de fonctions qui donne d'excellents résultats. La pompe de circulation principale est commandée par un moteur de 50 chevaux ; elle est relayée par une pompe Duplex de même puissance. L'eau de circulation est prise dans le réservoir de la plate-forme. On peut faire échapper l'un des groupes de turbines à volonté dans l'un ou l'autre des deux condenseurs, et chacun des tuyaux principaux d'échappement est pourvu d'un clapet de sûreté empêchant les accidents par contre-pression et retour. Lorsqu'on veut marcher au vide maximum de 750, on supprime toute les canalisations mortes de manière à réduire les fuites au minimum, et la turbine en essai est reliée directement au condenseur par le conduit principal d'échappement de 915 millimètres de diamètre.

La vapeur est fournie par les chaudières Babcox de l'atelier, avec séparateur à l'entrée de l'essai pour n'y amener que de la vapeur saturée sèche ; quand on veut la surchauffer,

on l'envoie par un surchauffeur chauffé au gaz et qui fait partie de l'installation des essais ; on peut en obtenir une surchauffe de 220°.

Les essais sont conduits conformément aux règles de l'Institut des Ingénieurs mécaniciens d'Amérique (*Revue de Mécanique*, août 1901, p. 178) avec la turbine entraînant soit une dynamo à rhéostat, soit un frein à friction hydraulique analogue à celui de Froude (*Revue de Mécanique*, octobre 1903, p. 422).

Voici quelques résultats donnés par ces essais :

Le diagramme fig. 4 donne la caractéristique d'une turbine Parsons-Westinghouse de 400 kilowatts. La courbe de la dépense totale de vapeur est presque une droite, ce qui indique la constance du rendement thermique à toutes les charges. La dépense de vapeur par cheval varie très peu entre 200 et 400 kilowatts ; elle est, en demi-charge, de 8,7 p. 100 plus élevée qu'en pleine charge ; elle n'augmente sensiblement qu'au dessous

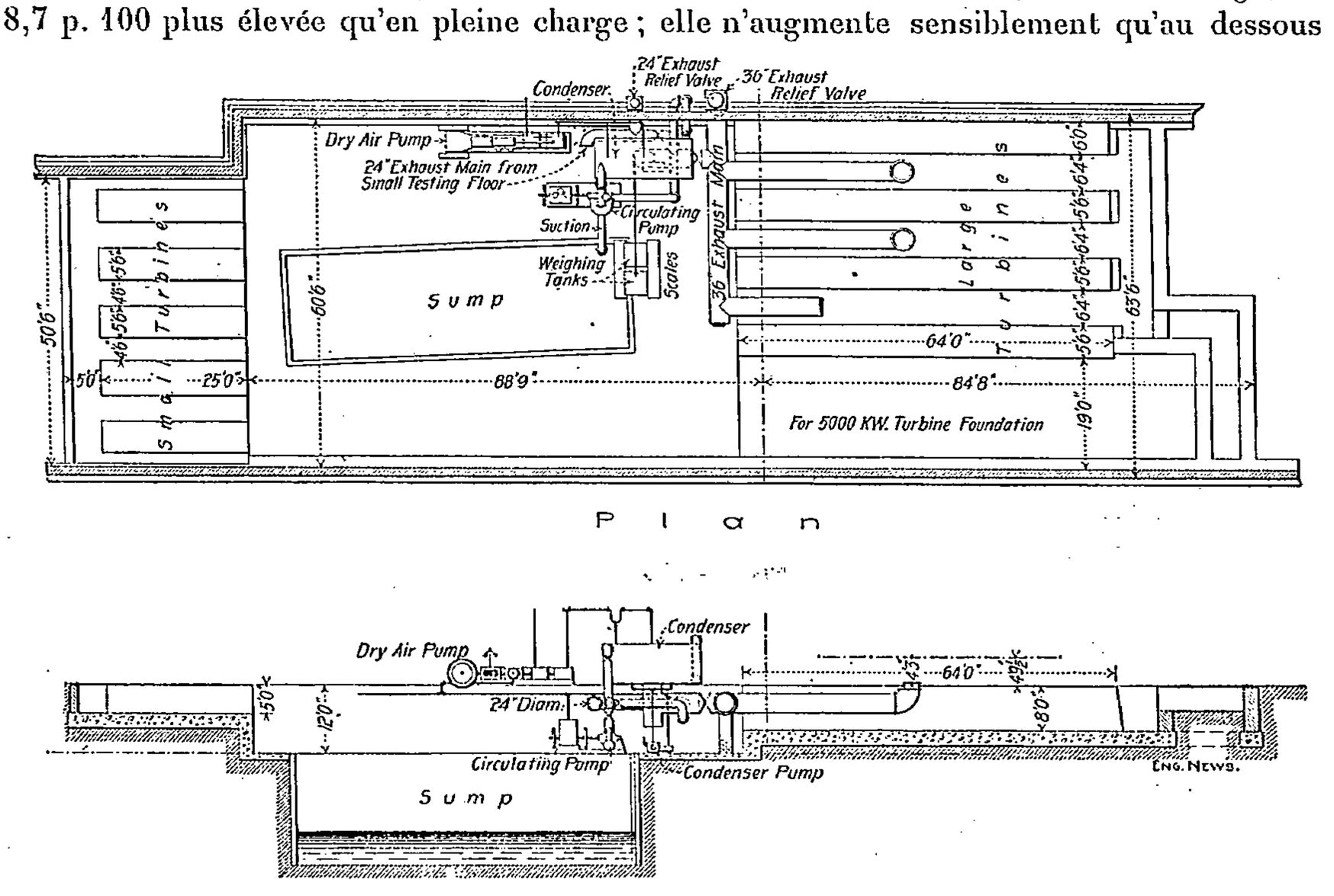


Fig. 3. — Installation de la Cie Westinghouse pour l'essai des turbines.

de huitième de la charge normale. La dépense minima, pour 400 kilowatts, est de 6 kg. 2 par cheval électrique.

Toutes les turbines ont une dérivation qui permet, en cas de surcharge, d'admettre de la vapeur de haute pression du premier au second rang des aubes, de manière à développer, avec une légère diminution du rendement, une puissance occasionnellement très grande (*Revue de Mécanique*, avril 1904, p. 383). Dans l'essai fig. 5, cette dérivation s'ouvrait d'elle-même proportionnellement à la surcharge, de manière à maintenir la vitesse invariable ; on voit que le rendement ne baisse qu'à partir d'une surcharge de 25 p. 100, moment où s'ouvre la dérivation, et que l'on peut ainsi maintenir une marche en surcharge de 92 p. 100, toujours avec la même turbine de 400 kilowatts.

Le diagramme fig. 6 donne les résultats des essais d'une turbine de 1.000 kilowatts, en surchauffe et vide modérés ; une turbine de 1.500 kilowatts donne des résultats encore meilleurs : une dépense de 5 kg. 7 de vapeur par cheval électrique en pleine charge, correspondant à 4 kg. 9 par cheval indiqué en admettant un rendement de 85 p. 100 pour la turbine et sa dynamo (fig. 7). Ce diagramme fig. 7 indique clairement l'avantage de

la surchauffe, avec une économie de 14 p. 100 en pleine charge. Ces mêmes essais ont donné, avec de la vapeur saturée et des vides différents, une économie, pour une augmentation du vide de 25 millimètres, d'environ 0 kg. 220 de vapeur par cheval électrique en pleine charge, 0 kg. 45 en demi-charge, et 1 kilog. au sixième de la charge normale.

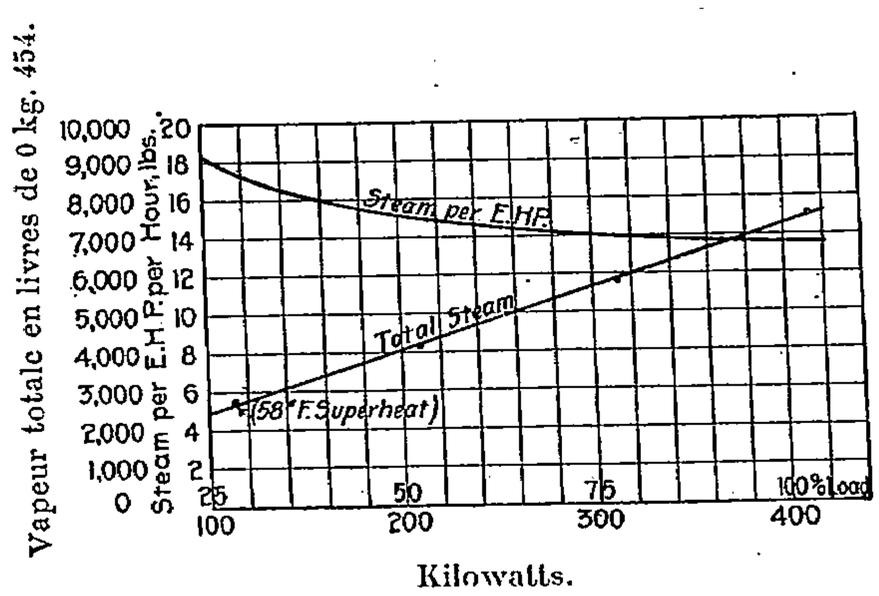


FIG. 4. — Essai d'une turbine *Westhinghouse* de 400 kilowatts.
Pression de la vapeur 10 kg. 5 ; surchauffe 55° ; vide 710 millimètres.

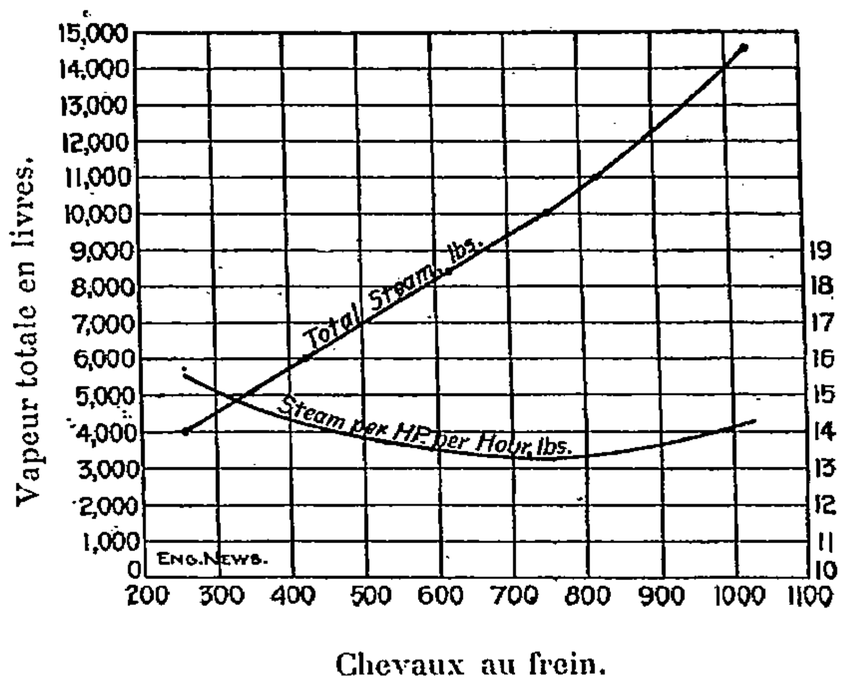


FIG. 5. — Turbine de 400 kilowatts avec dérivation automatique.
Pression 10 kg. 5 ; surchauffe 23° ; vide 710 millimètres, vitesse 3.500 tours.

Des essais comparatifs très intéressants ont été récemment exécutés par M. *Metzger*, ingénieur de la Manchester Corporation Power Station, sur une machine verticale Cross compound de J. Musggrave et une turbine Parsons, chacune de 300 chevaux.

La compound a des cylindres de 965 et 1 m. 93 × 1 m. 37 de course ; vitesse 75 tours ; distribution Corliss avec cylindre de basse pression à détente fixe et celle de

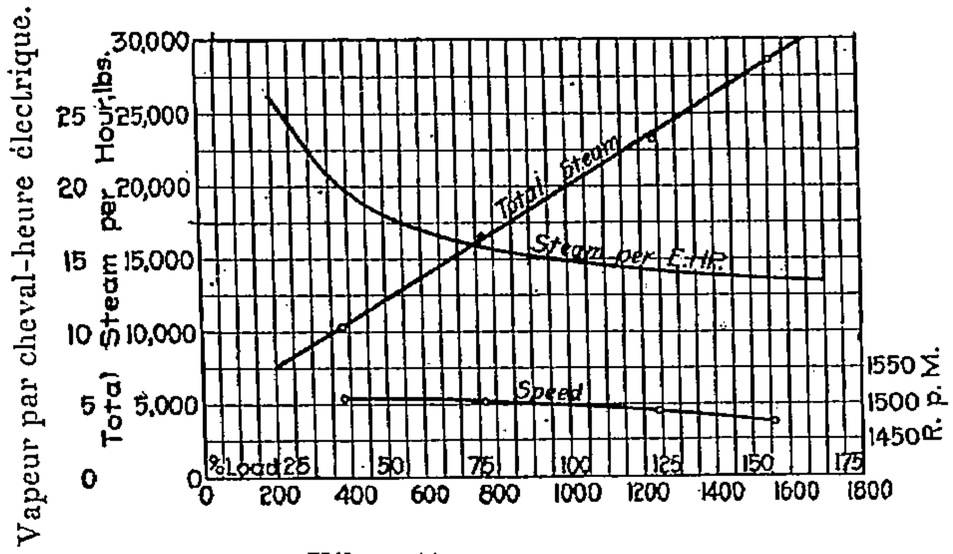


FIG. 6.
Turbine de 1.000 kilowatts.
Pression 10 kg. 5 ; surchauffe 16° ; vide 705 millimètres ; vitesse 1.500 tours.

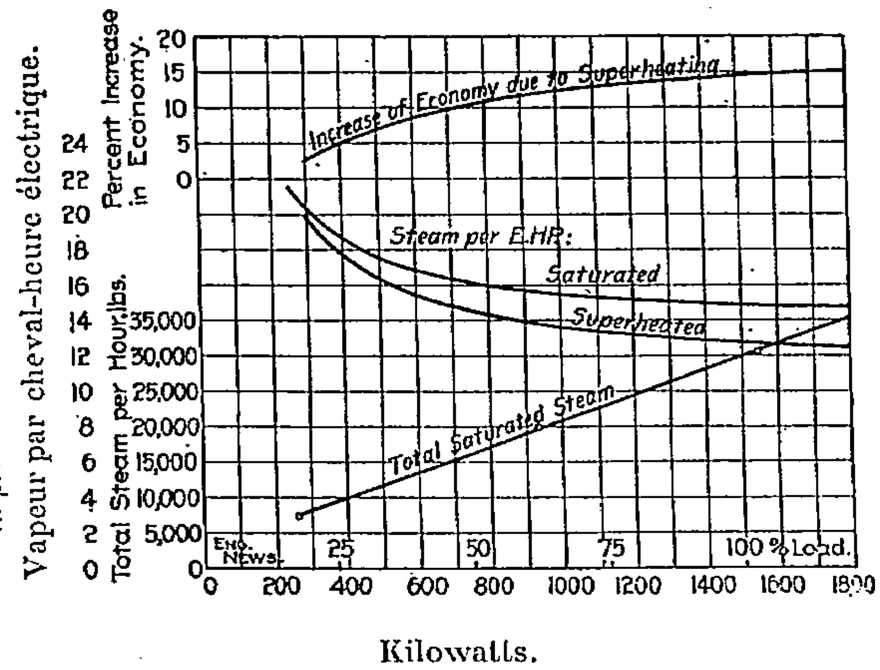


FIG. 7. — Turbine de 1.500 kilowatts.
Essais montrant l'économie de la surchauffe (Courbe du haut). Pression 10 kg. 5 ; vide 710 millimètres ; surchauffe variant de 0 à 80°.

haute pression soumise au régulateur, actionnant directement une dynamo Westinghouse, avec armature de 3 m. 60, disposée entre les cylindres ; puissance indiquée allant jusqu'à 3.990 chevaux. Pression d'admission moyenne 11 kilog. ; vide moyen au condenseur 700 mm. ; puissance indiquée moyenne 2.832 chevaux ; dépense d'eau par cheval-heure indiqué 8 kg. 3 ; surchauffe de 50°. Pertes par frottement 123 chevaux au petit cylindre et

186 au grand. Rendement organique sans les pompes 93,4 p. 100 et 92,5 p. 100 avec les pompes. Rendement combiné : machine et dynamo, 86,5 p. 100 avec pompes et 87,7 p. 100 sans pompes. Dépense d'eau par kilowatt-heure, 9 kilog. avec pompes et 8 kg. 9 sans les pompes.

La turbine a marché à 1.822 kilowatts en moyenne ; pression d'admission 8 kg. 7,

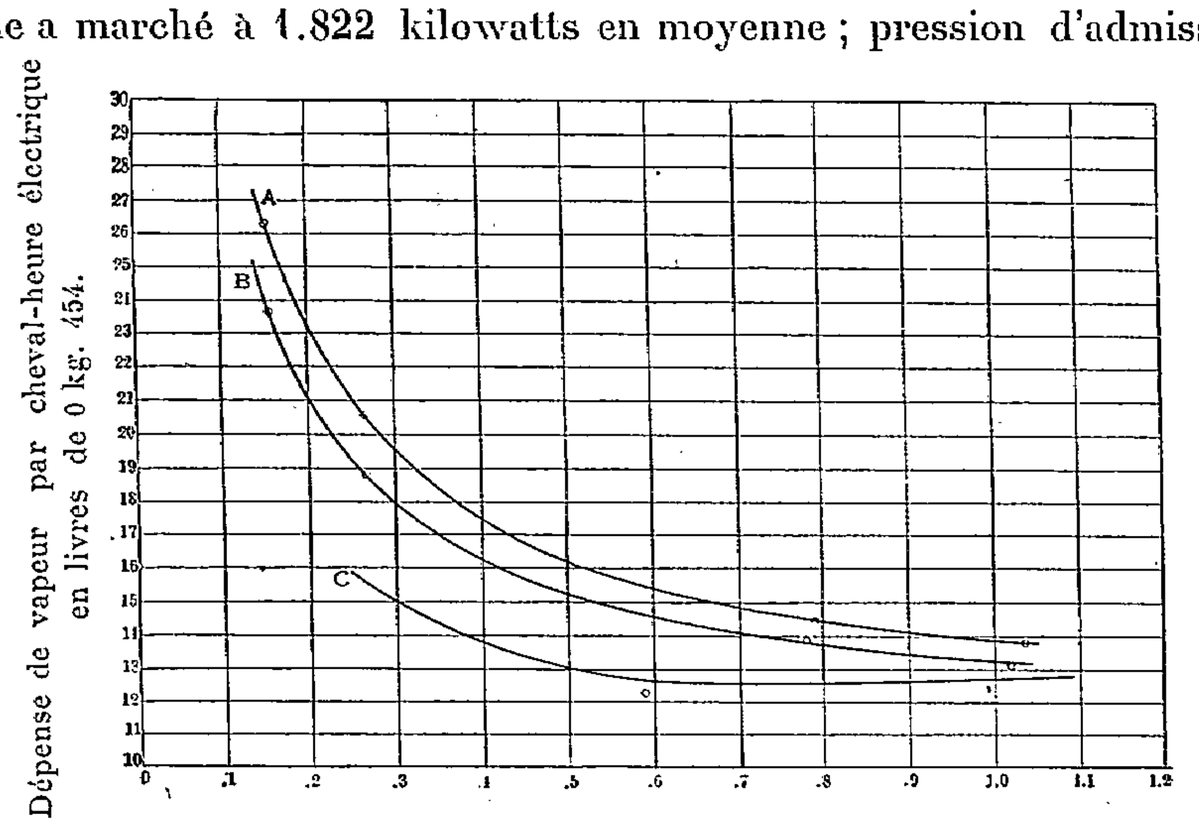


Fig. 8.

vide 685, vitesse 1.049 tours; dépense d'eau par kilowatt-heure 8 kg. 9 sans pompes et 9 kilog. avec les pompes.

Ramenés aux mêmes pressions d'admission et au même vide, ces résultats donnent des dépenses de vapeur, par kilowatt-heure, de 9 kilog. pour la compound et de 8 kg. 9 pour la turbine, c'est-à-dire, en pratique, la même chose[1].

D'autre part, aux faibles puissances, les turbines sont souvent inférieures aux

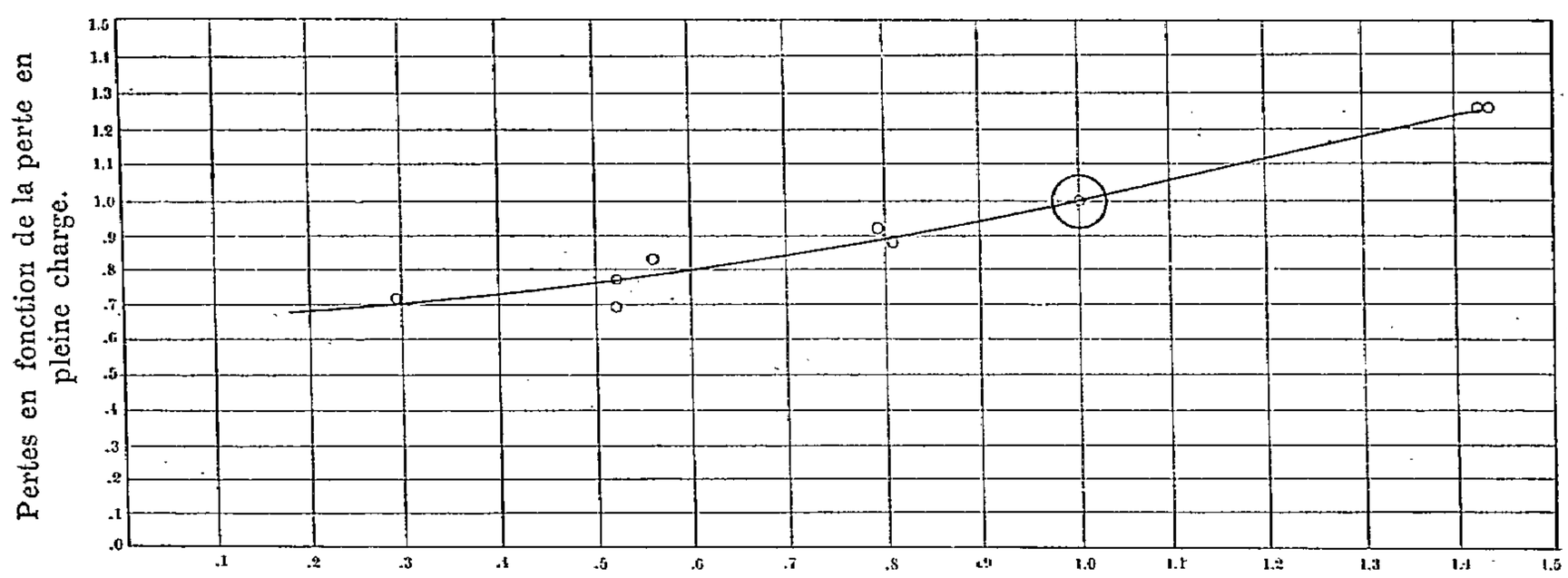


Fig. 9.

machines à pistons, comme le montre le diagramme fig. 8, dont les courbes A et B se rapportent à la turbine Westinghouse décrite dans notre numéro d'avril dernier (essais de M. Mattice) et la courbe C à des essais exécutés en 1902 sur une compound de Mac Intosh et Seymour de 1.600 kilowatts, à cylindres de 735 et 1 m. 52 × 1 m. 42 de course;

1. *Power*, avril 1904, p. 232.

vitesse 100 tours, avec réchauffeur intermédiaire surchauffant la vapeur de 45° environ à son entrée au cylindre de basse pression ; pression d'admission 111 kilog. 5, vide 685 millimètres; admission coupée normalement aux 0,22 de la course de haute pression, correspondant à une détente totale de 19,5 ; le régulateur (*Revue de Mécanique*, octobre 1902, p. 420) permet de pousser l'admission jusqu'aux 0,7 de haute pression, ce qui admet une surcharge considérable. Les rendements thermiques, par cheval électrique, ont été, dans des conditions analogues de pressions et de surchauffe, pour la machine à pistons et la turbine, respectivement de : en pleine charge 18,46 et 16,60 p. 100, et à demi charge 18,72 et 14,50, indiquant, pour la machine à pistons, des supériorités de rendement de 15 p. 100 en pleine marche et de 33 p. 100 à demi-puissance. Le diagramme fig. 9 indique, pour la machine à pistons, comment les pertes varient, de part et d'autre de la pleine puissance, en fonction de la perte en pleine charge[1].

La compagnie *Westinghouse* a récemment apporté à ses turbines différentes modifications de détail dont les principales sont représentées par les fig. 10 à 21

Dans le type fig. 10, la vapeur est admise, de l'anneau 3, par les ajutages 6-4 aux

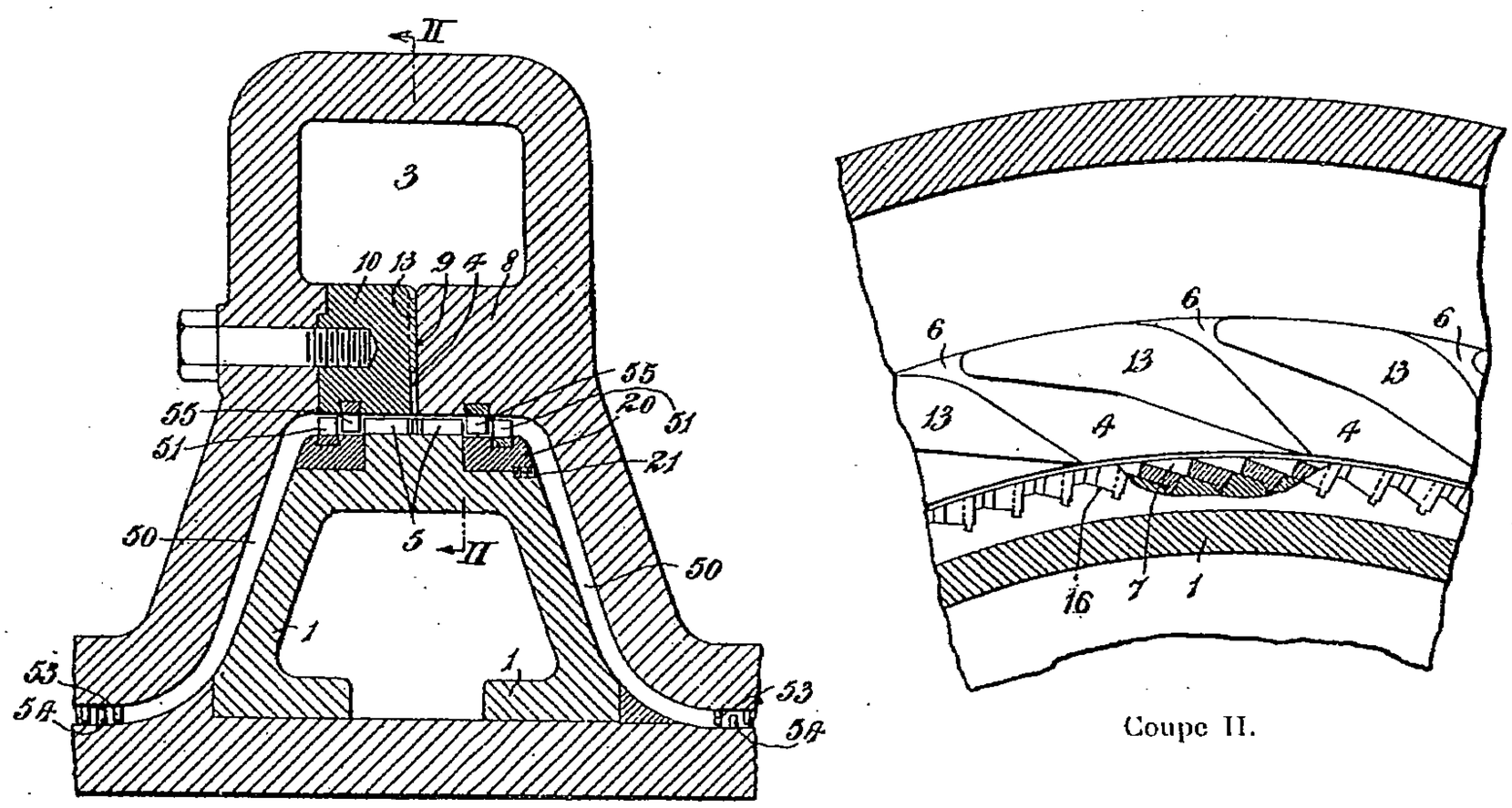


Fig. 10 et 11. — Turbine *Westinghouse*.

aubes type Pelton 5, symétriques sur la roue 1, d'où elle s'échappe par les séries d'aubes fixes 55 et mobiles 20, les passages annulaires 50 et les secondes séries d'aubes 53 54. Les ajutages 4 sont constitués par les projections 13 de l'anneau 10 et les creux 6-4 de l'anneau 8. Les aubes 5 sont pourvues de canaux inclinés 7 (fig. 12), de largeur égale à celle des ajutages, de manière à y éviter les fuites de vapeur. Ces aubes sont mortaisées dans les encoches 14 de la jante de la roue et maintenues entre deux anneaux, dont l'un, 20, peut s'enlever facilement en retirant ses vis de fixation 21.

La largeur des ajutages peut se régler, comme en fig. 13, en faisant, par la vis sans fin 40, tourner l'anneau 101, fileté sur l'anneau fixe 33, sur lequel peut glisser parallélement à l'axe de la turbine l'anneau 10, rainuré en 102 sur 101.

En fig. 15, la vapeur arrive sur les aubes 35 par un ajutage annulaire continu 36, dont on peut, comme dans le type fig. 13, faire varier la largeur ; de petits canaux 44 permettent à un peu de vapeur de passer en 45 de manière à équilibrer la poussée sur

1. *Power*, avril 1904, p. 241, et *American Society of Mechanical Engineers*, vol. 23 (1902).

l'anneau mobile 10. Dans les deux cas, la vis sans fin 40 peut être commandée par un régulateur [1].

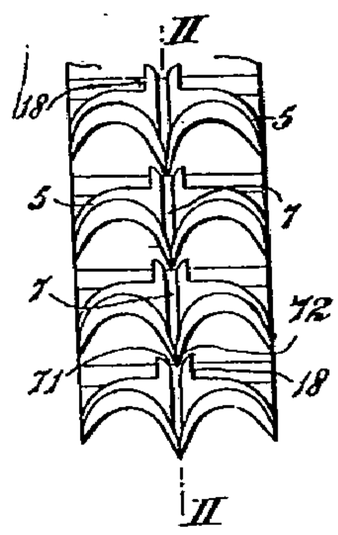


Fig. 12. — Plan de la jante de la roue fig. 11.

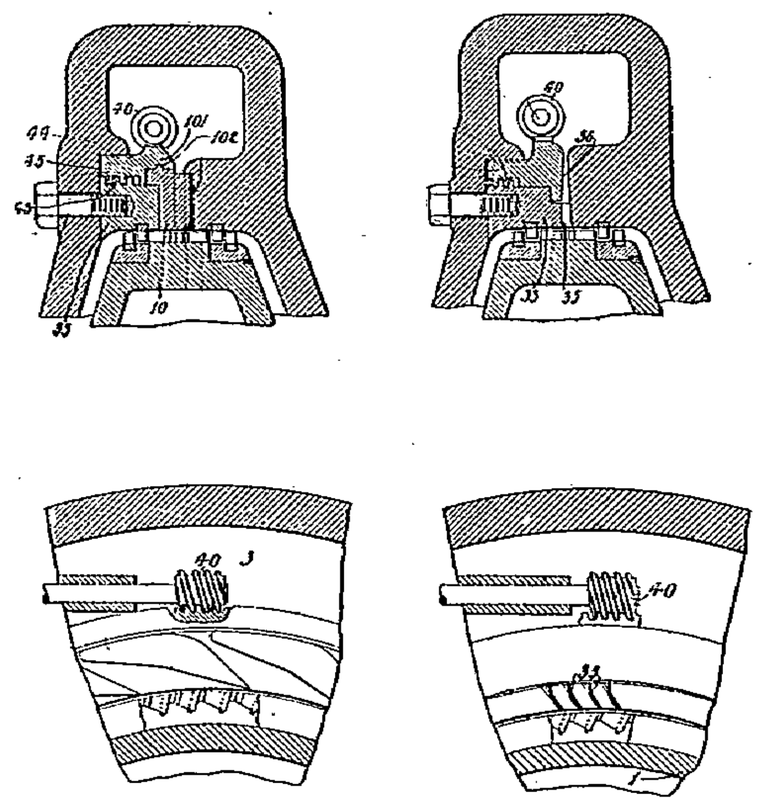


Fig. 13 à 16. — Turbine *Westinghouse*. Réglage.

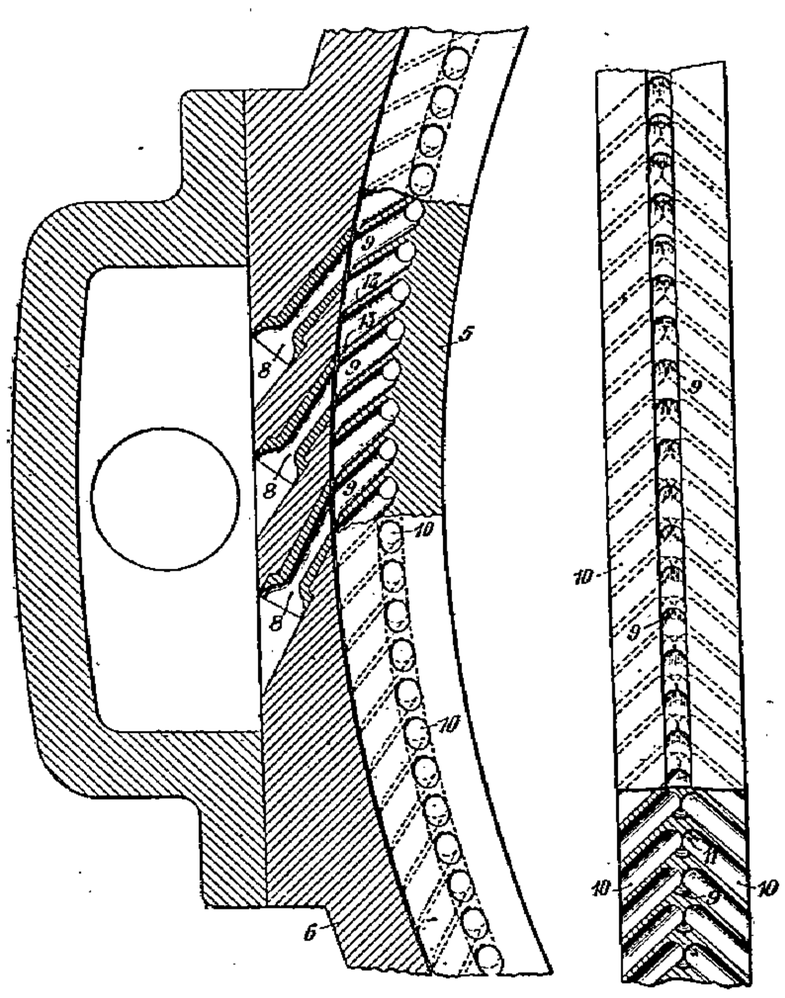


Fig. 17. — Turbine *Westinghouse*.

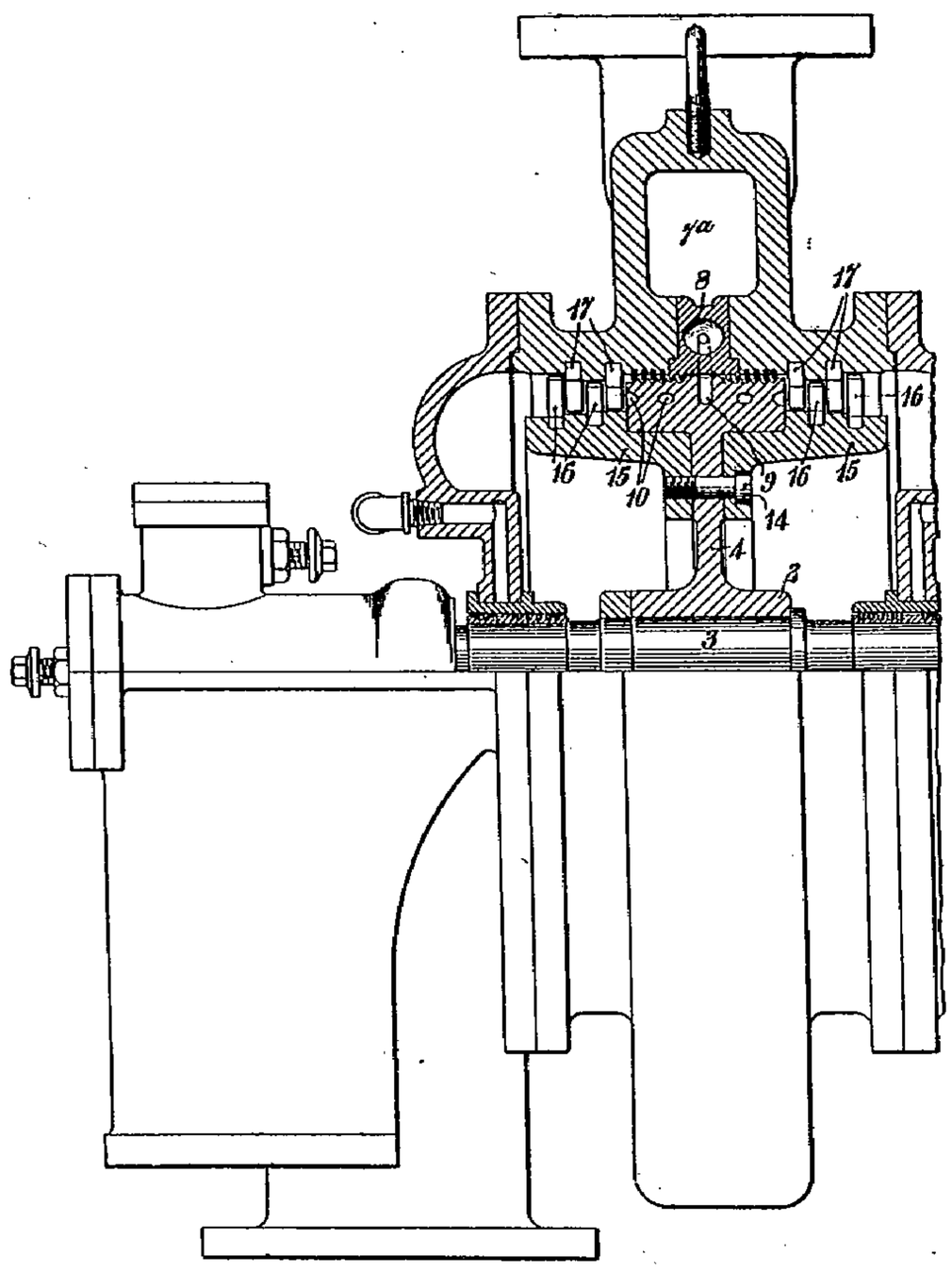


Fig. 18. — Détail de la turbine fig. 17.

En fig. 17 et 18, les aubes de la roue sont constituées par des trous centraux 9, se

1. Brevet anglais 7937 de 1903.

rencontrant avec deux trous inclinés 10, d'où la vapeur, amenée en 10 par les ajutages 8, passe de 10 aux séries d'aubes alternativement fixes et mobiles 17-16... ; de 9, la vapeur est réfléchie en 10 par les arêtes courbes 11, formées par la rencontre du forage des trous 10. On réduit ainsi les fuites de vapeur à la circonférence de la roue[1].

La fig. 19[2] représente un type de turbine Westinghouse vertical, dans lequel la vapeur arrive par le tuyau 3 et la chambre annulaire 2, à trois groupes d'ajutages 4 (fig. 20), à 120° les uns des autres de manière à équilibrer la poussée de leur vapeur, aux

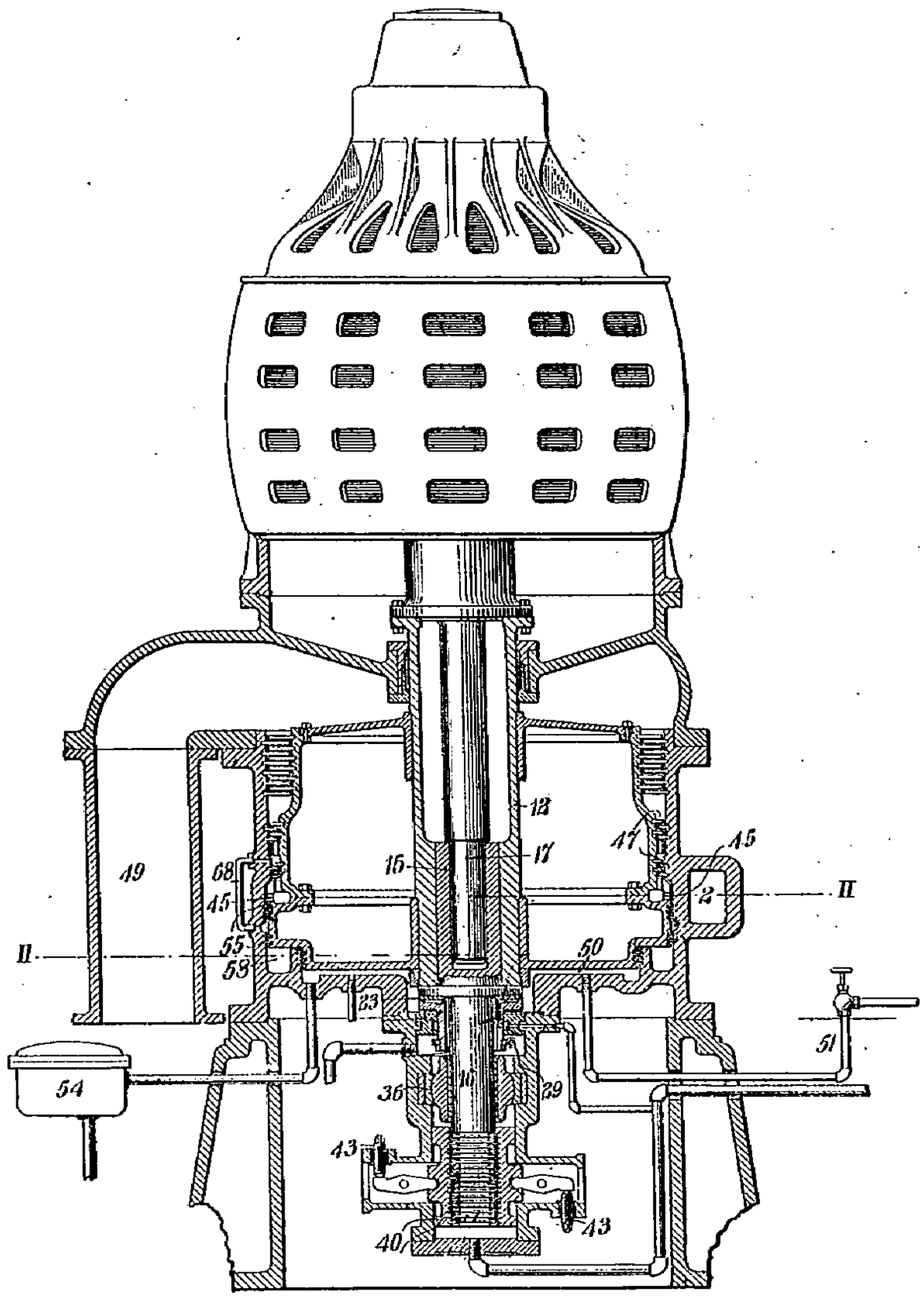


Fig. 19. — Turbine *Westinghouse* verticale.

aubes 45 du tambour de la turbine, d'où elle passe par les séries d'aubages 47, puis au condenseur 49.

L'arbre 17 de la dynamo est emmanché dans l'extrémité 15 de l'arbre 15-16, forcé dans le manchon 12, et qui repose sur une cale de butée 23, ajustable par l'écrou du pignon de la vis sans fin 29, est guidé en 36 par un palier sphérique et repose en 40 sur un palier de butée réglable par les vis 43. Le graissage se fait par une circulation d'huile

1. Brevet américain 751589 de 1904.
2. Brevet américain 754400 de 1904.

forcée, et l'on peut admettre, par 51, en 50, sous le tambour, de l'air comprimé qui en équilibre en partie la charge si la pression atmosphérique ne suffit pas grâce au vide du condenseur. Les fuites et condensations de vapeur en 50 s'évacuent en 54 ; ces fuites sont atténuées par les garnitures annulaires 55 et 57 et la chambre 58, reliée par 59 à l'échappement au moyen de la soupape 62 (fig. 21) de 60. Cette soupape est commandée par un diaphragme dont le haut communique par 67 avec le bas 50 de la turbine ; dès que les fuites de vapeur s'accumulent suffisamment en 60, elles ouvrent 62 et s'évacuent au condenseur par 61, en maintenant en 58 une pression fixée par la pression même de l'air

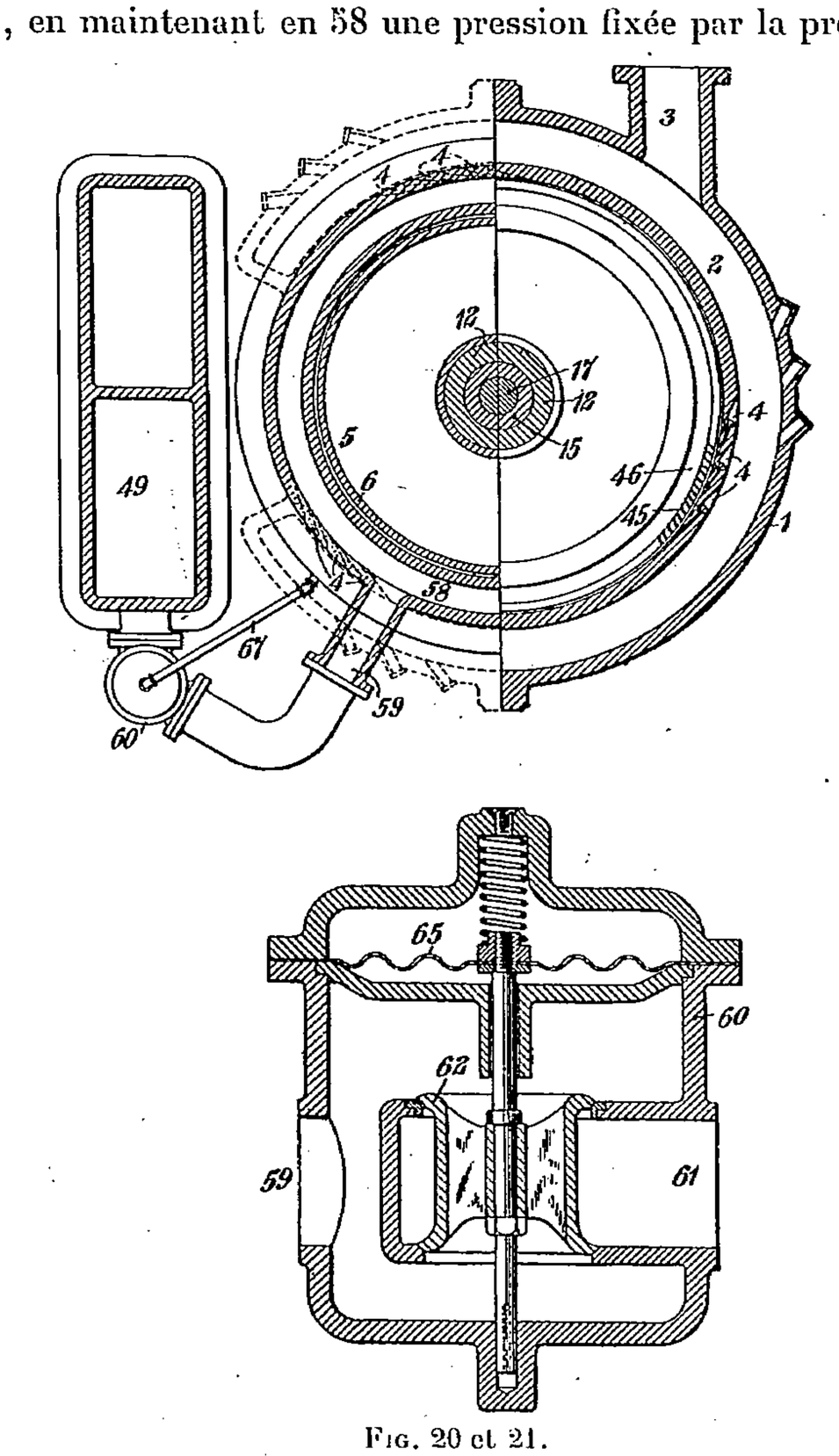


Fig. 20 et 21.
Détail de la turbine fig. 19. Coupe 11-11 et soupape d'échappement.

en 50 agissant sur le diaphragme 65. Ces fuites sont encore atténuées par le tuyau 68, qui relie les aubages 47 aux garnitures 55.

Le réglage récemment proposé par *de Laval* consiste (fig. 22)[1] à faire commander par le levier 7 du régulateur non seulement la valve d'admission de vapeur à la turbine, mais aussi, dans le cas où la turbine continue à s'emporter parce que cette valve ne ferme pas bien, une soupape de rentrée d'air 5, qui admet de l'air sous le piston 11, en communication avec le tuyau 3, qui mène au condenseur. La pression atmosphérique de l'air ainsi

1. Brevet anglais 24232 de 1903.

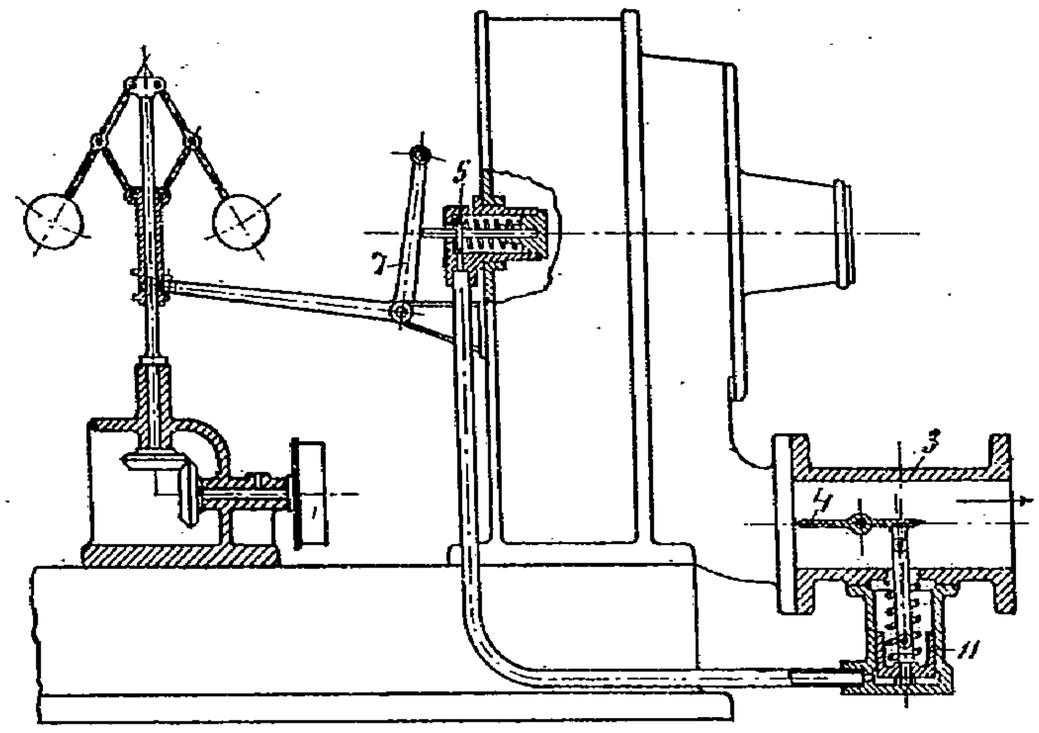


Fig. 22. — Réglage *De Laval*.

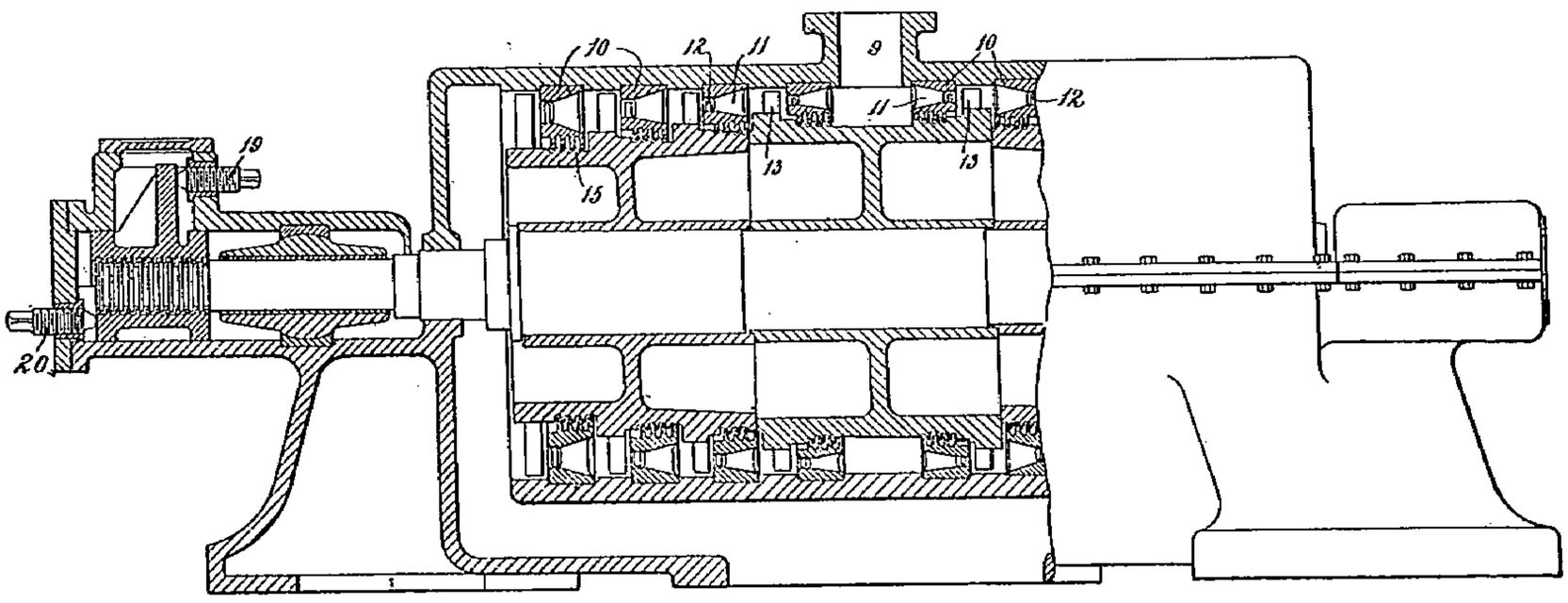


Fig. 23. — Turbine *Hogdkinson*.

Fig. 24. Fig. 25. Fig. 27. Fig. 29. Fig. 31.

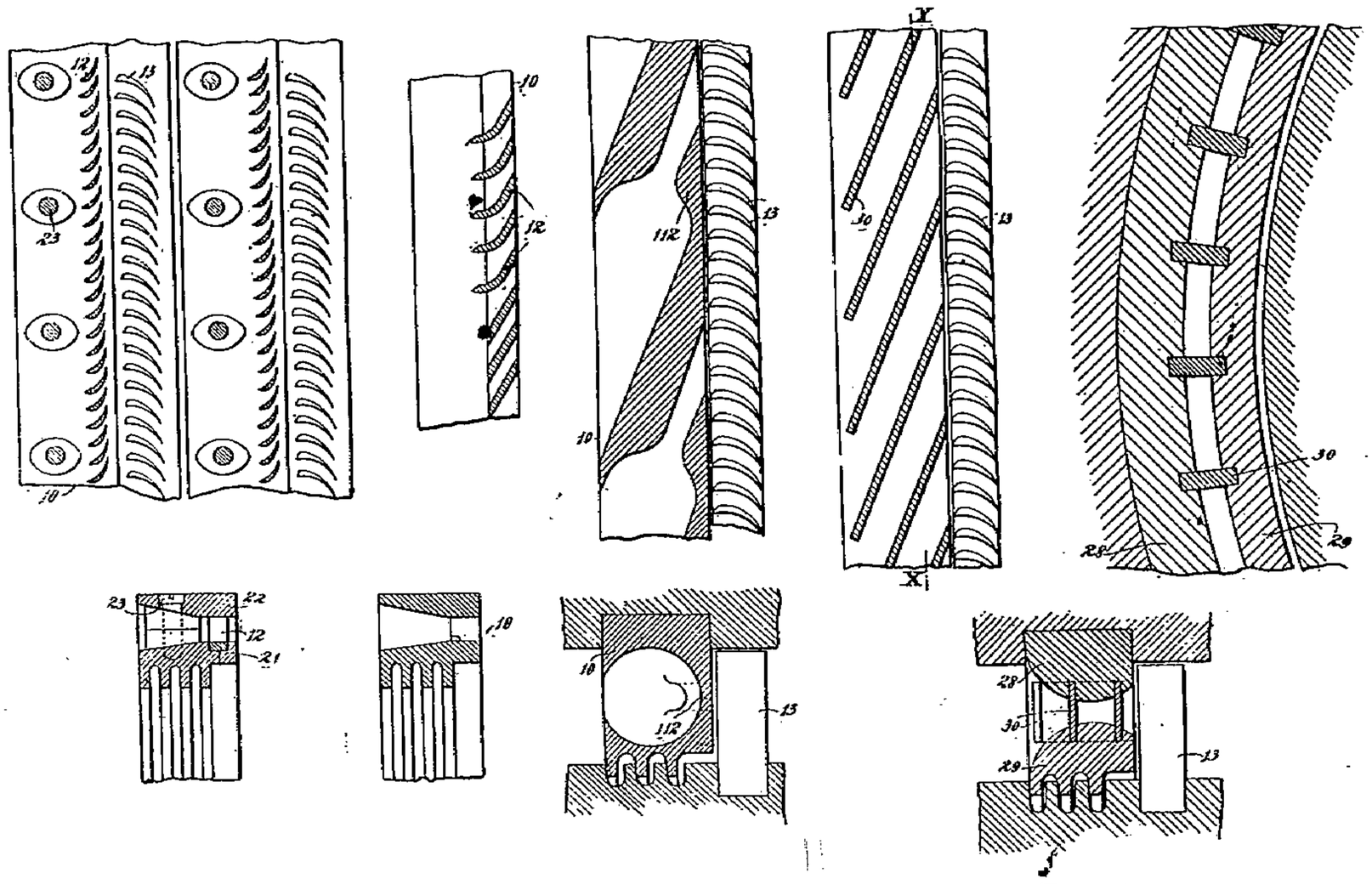


Fig. 24 *bis*. Fig. 26. Fig. 28. Fig. 30.

Fig. 24 à 31. — Turbine *Hodgkinson*.

admis soulève alors ce piston malgré son ressort et étrangle l'échappement par la valve 4 de manière que la résistance de cet échappement ralentisse la turbine.

La turbine de Hogdkinson représentée par les fig. 23-31 [1] reçoit sa vapeur en 9 et l'amène aux ajutages 11, à directrices 12, débouchant sur les aubes 13 des roues, plus hautes que les directrices 12 de manière à ne rien laisser échapper de la vapeur qui les traverse. La position des roues se règle par les vis 19 et 20, qui déplacent le palier de butée. Les fuites de vapeur entre les anneaux 10 et le tambour des roues sont empêchées par les joints annulaires 15.

Les aubes 12 sont (fig. 24 et 24 *bis*) serrées entre les deux parties 21 et 22 de l'anneau 10, dont la seconde, 22, est en segments fixés sur 21 par des vis 23.

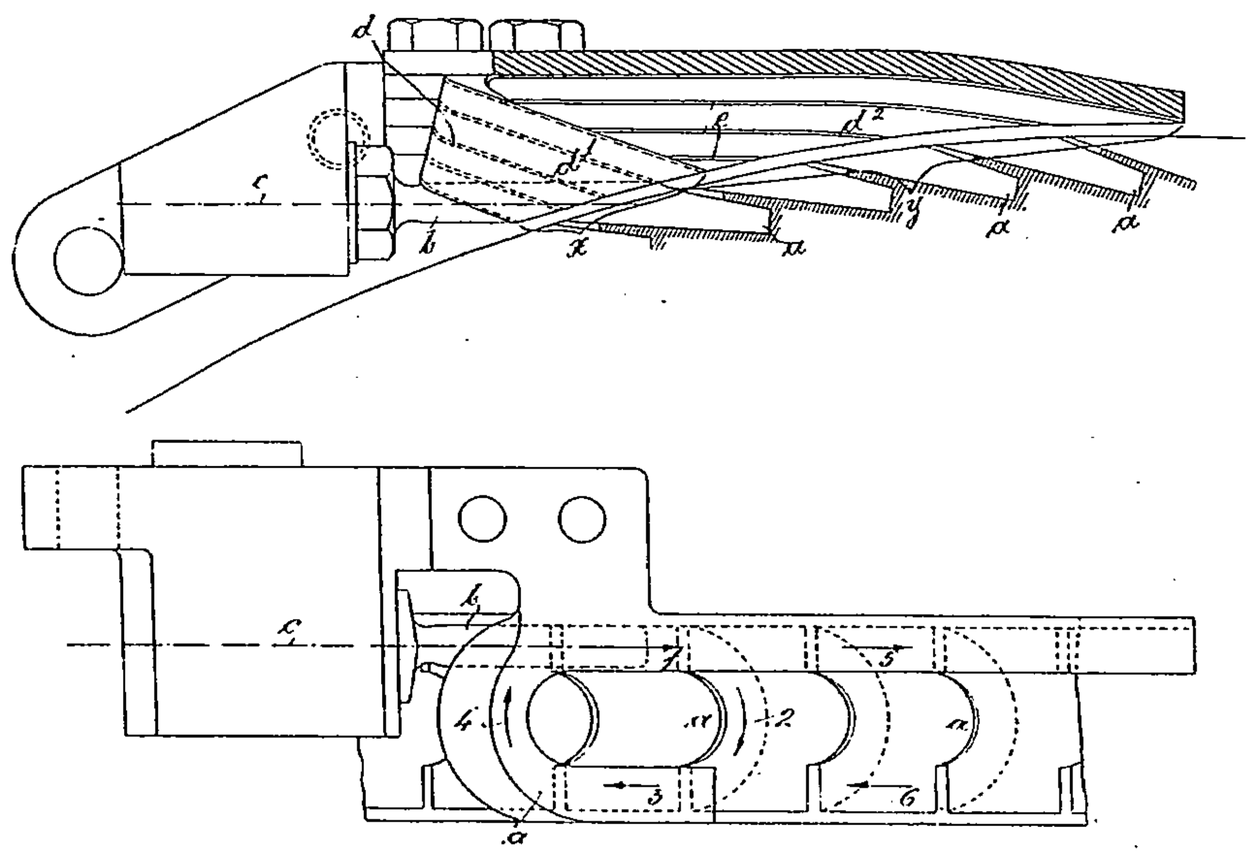


Fig. 32 et 33. — Turbine *Stumpf*.

En fig. 25 et 26, 10 est d'une seule pièce avec les directrices taillées dans sa masse. En fig. 27 et 28, 10 est aussi d'une seule pièce avec ses directrices 112. En fig. 29 à 31, les directrices sont constituées par des lames 30, encastrées dans les anneaux 28 et 29.

Dans la turbine Stumpf [2], représentée par les fig. 32 et 33, la vapeur admise par l'ajutage b au bas de l'aube a en revient par les canaux d', qui la distribuent par leurs retours d^2 aux aubes suivantes, que la vapeur parcourt ainsi suivant les flèches 1, 2, 3, 4, 5, 6, les canaux d^2 débouchant sur leurs aubes par des ouvertures de plus en plus grandes de x vers y, et plus inclinées que d' sur le rayon, de manière à tenir compte de la diminution de la vitesse de la vapeur à la sortie des retours d^2, et à éviter l'engorgement de la vapeur à leur sortie dans les aubes.

1. Brevet anglais 24398 de 1903.
2. Brevet anglais 135 de 1903.

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

CHEMINS DE FER

Locomotive à marchandises du Bengal-Nagpur (*The Engineer, 6 novembre 1903, p. 449*). Pour voie de 1 m. 676 (fig. 1). Les principales dimensions sont les suivantes : Cylindres de 533 × 660, écartées de 2 m. 37 ; diamètre des roues motrices 1 m. 42; diamètre des roues du bogie Bissel 915 millimètres; empâtement rigide 4 m. 80, total 7 m. 36; machine et tender 14 m. 63. Chaudière : diamètre du corps cylindrique 1 m. 71, longueur 3 m. 80; timbre 11 kg. 6; hauteur de l'axe 2 m. 67; épaisseur des tôles d'acier 16 millimètres. Foyer en cuivre de 2 m. 64 × 1 m. 45 × 1 m. 62 et 2 mètres de haut; épaisseur des tôles 14 millimètres et 25 millimètres à la plaque tubulaire; tôles de la boîte à feu 17 millimètres à l'avant et 16 sur les côtés et le ciel; épaisseur de la plaque de la boîte à fumée 25 millimètres. 303 tubes en laiton de 50 extérieur. Chauffe : tubes 186 mètres carrés; foyer 16 m² 1; grille de 2 m² 97. Poids adhérent 60 tonnes, total 67. Les roues motrices n'ont pas de boudins. Les deux soupapes, à charge directe, ont 90 millimètres de diamètre. Distribution Stephenson, avec changement de marche par cylindre à vapeur et à cataracte à eau. Écartement des longerons 1 m. 48; d'axe en axe des tiroirs 885 millimètres; tiges de pistons de 63 millimètres prolongées. Frein à vapeur à cylindre de 250 millimètres. Construite par *R. Stephenson*, Darlington.

Locomotive tender du Great Northern (*Engineering, 25 décembre 1903, p. 865*). Très puissante (fig. 2), pour trains de banlieue à services accélérés, analogues à ceux des trains électriques. A 8 roues couplées de 1 m. 42; cylindres de 518 × 660 inclinés de 1/7; empâtement rigide 5 m. 40; total 10 m. 77; timbre 12 kg. 6; diamètre du corps cylindrique 1 m. 42 extérieur; 191 tubes de 50 extérieur × 3 m. 96; chauffe 121 mètres carrés; foyer de 12 m² 7, avec auvent et voûte en briques et de 2 m² 30 de grille; 4 soupapes directes de 76 de diamètre; hauteur de l'axe de la chaudière 2 m. 54. Distribution Stephenson avec renvoi de mouvement; inclinaison des cylindres 1/6 environ; capacité du tender 6 m² 8. Poids adhérent 58 t. 5, total 70 t. 5. Construite aux ateliers de la Compagnie, d'après les dessins de M. *Ivatt*.

Locomotives compound à 4 cylindres, d'après M. **De Glehn** (*The Engineer, 30 octobre 1903, p. 415*). Le principe fondamental de ce type de machines est que les cylindres de haute pression commandent un essieu moteur et les cylindres de basse pression un autre essieu, accouplé au premier par des bielles qui n'ont d'autre fonction que de conserver le décalage voulu de leurs manivelles. En outre, chaque paire de cylindres a son mécanisme de distribution complet, les deux mécanismes pouvant être commandés séparément ou d'ensemble par une même manette, dont la vis est en deux pièces actionnant chacune, par un écrou, le relevage d'un des mécanismes, et enfin une valve intermédiaire permet d'admettre temporairement la vapeur de la chaudière directement aux cylindres de basse pression. Les avantages de cette disposition générale sont les suivants : La locomotive ayant ses mécanismes dédoublés et effectuant chacun à peu près la moitié du travail total, on peut donner aux pièces de ces mécanismes des dimensions leur permettant de supporter très facilement cette moitié de la fatigue d'un mécanisme unique de même puissance, et cette division du travail s'étend même à la commande des distributions sans aucune complication réelle. L'adoption d'un tiroir unique pour chacune des paires de cylindres, disposées l'un à côté de l'autre, conduit à des tiroirs cylindriques compliqués, difficilement étanches, exigeant des soupapes de sûreté aux extrémités des quatre cylindres. Dans le type de Webb, les quatre tiroirs sont commandés par deux mécanismes et un seul relevage, très fatigué, et imposant un rapport de détente immuable entre les cylindres de haute et de basse pression, ce qui diminue l'élasticité de la machine. Dans un type récent de Von Borries, les quatre cylindres, placés l'un à côté de l'autre, attaquent un même essieu moteur dont la fatigue est excessive, sans simplification réelle des mécanismes. L'augmentation du prix des quatre mécanismes est largement compensée par la diminution de leur usure et l'augmentation de leur sécurité, et par leur facilité de s'adapter à toutes les conditions de marche. L'équilibrage des pièces en mouvements alternatifs se fait beaucoup plus facilement; les pièces à équilibrer des cylindres de basse pression, placées à l'intérieur des châssis, sont plus lourdes que celles des

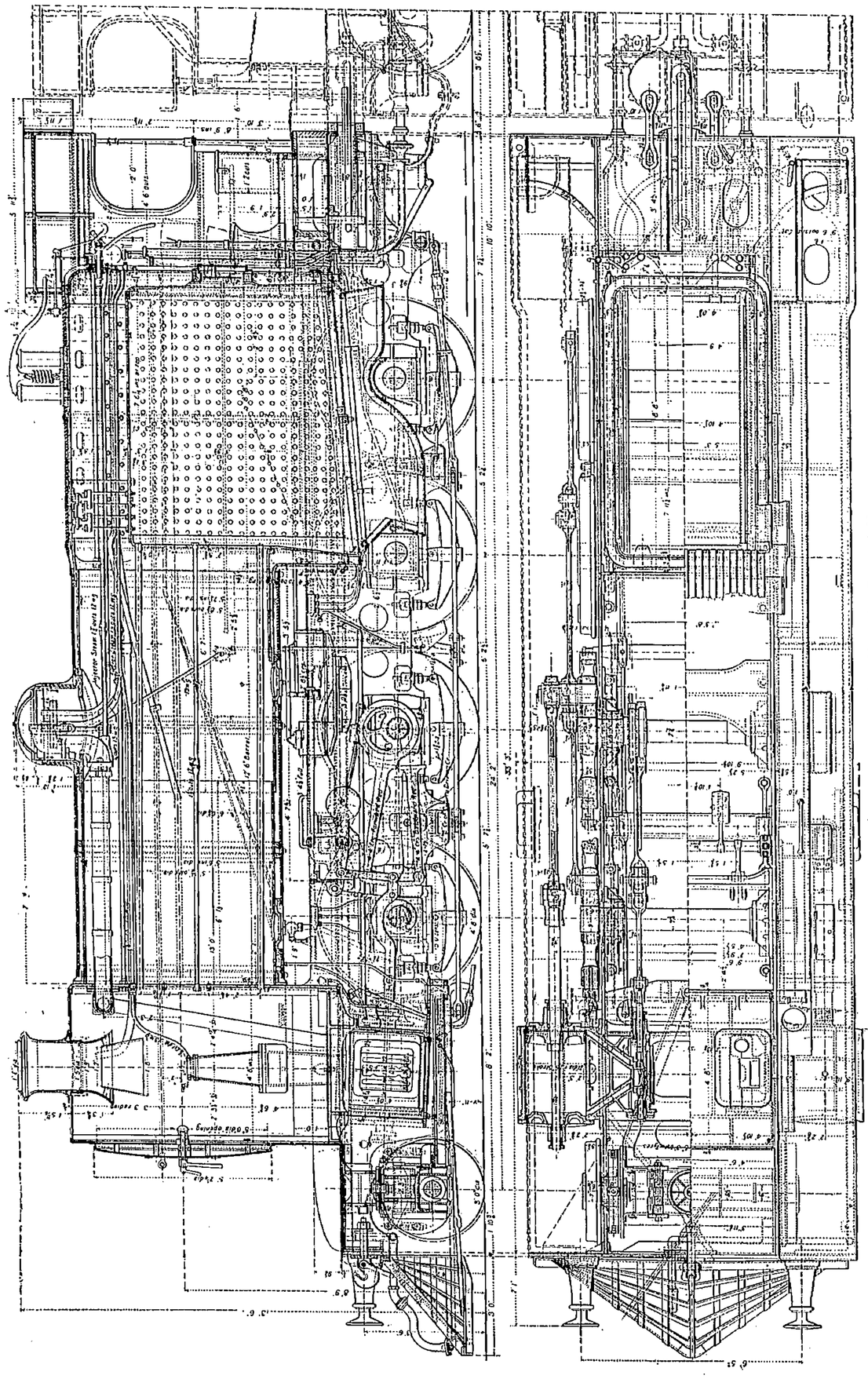


Fig. 1. — Locomotive à marchandises du *Bengal Nagpur*.

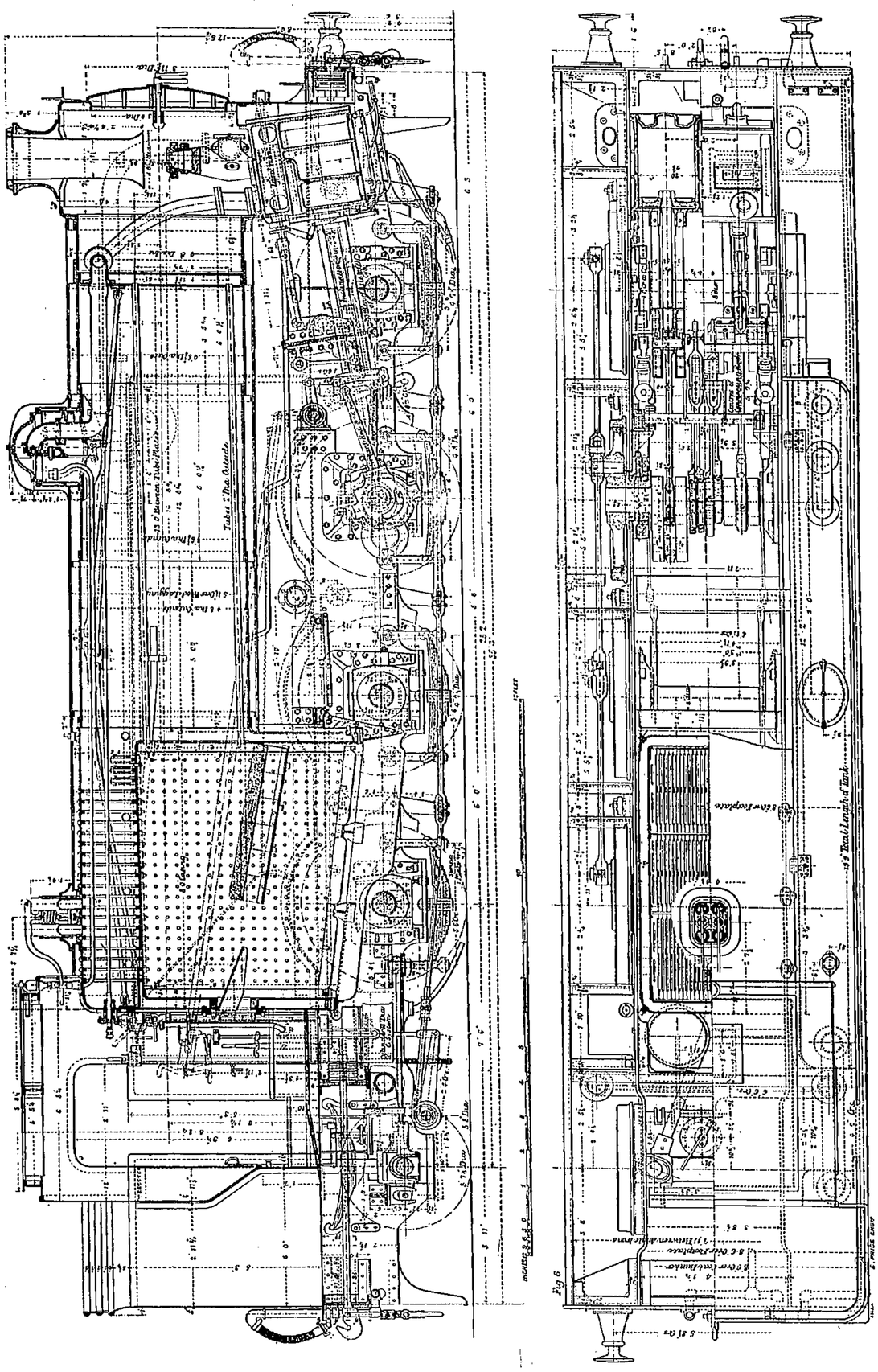


FIG. 2. — Locomotive Tender de banlieue du *Great Northern*.

mécanismes de haute pression disposés à l'extérieur, mais comme la distance entre leurs plans verticaux de mouvement est d'autant plus réduite, leurs moments perturbateurs s'équivalent et se compensent sans qu'il faille placer des contrepoids sur les roues ; il ne reste plus alors qu'à équilibrer les masses tournantes, ce qui se fait par les poids disposés sur chaque paire de roues. Les bielles d'accouplement n'ont plus qu'à maintenir le décalage des manivelles de haute et de basse pression et à transmettre le faible excès de puissance des cylindres de haute pression sur ceux de basse pression. Avec les quatre manivelles à 90°, le moment de rotation total sur les roues motrices est aussi uniforme que dans les locomotives électriques, et le démarrage est très facile, tant par cette disposition des manivelles que par la faculté d'en augmenter l'effort de 25 p. 100 par l'admission directe de la vapeur aux cylindres de basse pression. L'économie de combustible et d'eau varie de 10 à 12 p. 100 sans que le prix de la machine, par cheval, soit plus élevé qu'avec les machines simples Elles fonctionnent très bien avec des pressions allant à 16 kilog., mais sans économie appréciable de combustible sur celles du même type marchant à 11 kilog.

Essais, en service courant, des locomotives compound à deux cylindres et six roues couplées de la Compagnie du Midi, par MM. **Marchis et Ménétrier** (*Revue générale des chemins de fer, février 1904*). Ces essais ont porté sur deux machines : les nos 1803 et 1809. Le no 1803 est à trois essieux couplés, roues de 1 m. 13 ; chaudière timbrée à 15 kilog., avec tubes à ailettes et de 179 m² 24 de chauffe ; grille de 2 m² 15 ; foyer avec voûte en briques de 1 m. 087 de longueur ; cylindres de 450 et 680 × 650 millimètres de course, rapport des volumes 2,28 ; réservoir intermédiaire constitué par un tuyau de 170 millimètres de diamètre, volume 272 litres ou de 2,64 fois le volume du petit cylindre et 1,15 fois celui du grand. La machine no 1809 est identique à la précédente, avec un tiroir de haute pression à canal intérieur Trick disposé de manière à mieux égaliser les travaux dans les deux cylindres. Les conclusions de ces très importants essais sont les suivantes : De l'ensemble des essais dont nous avons rendu compte, il résulte assez clairement, pensons-nous, que nonobstant la liaison des deux mécanismes de distribution qui, comme dans la plupart des locomotives compound à deux cylindres sont gouvernées par un seul et unique appareil de changement de marche, ces machines se sont montrées aussi économiques et, dans bien des cas, plus économiques même que leurs congénères à 4 cylindres. Mais l'économie de combustible n'est pas le seul point de vue auquel il convient de les considérer dans la pratique. Leur simplicité les rend en quelque sorte plus maniables que les machines à 4 cylindres et cette simplicité est déjà une cause d'économie générale. Grâce à elle, la conduite de la machine est plus facile. Les organes, moins nombreux, y sont, toutes choses égales d'ailleurs, plus aisément surveillés, et par conséquent, mieux entretenus par le mécanicien. Après 70.000 kilomètres de parcours les tiroirs et les pistons tant H. P. que B. P. des machines de ce type ont été trouvés en excellent état d'entretien et présentant des usures plus faibles que celles des organes similaires des locomotives à 4 cylindres faisant le même service. Au surplus, une expérience de quatre années a déjà montré que l'entretien de ces machines est moins onéreux que celui des locomotives à 4 cylindres et que les immobilisations nécessitées par leurs réparations sont à la fois moins fréquentes et moins longues. Ce que nos expériences ont montré également c'est que, contrairement à ce que l'on pouvait craindre a priori, la réduction du nombre des coups d'échappement ne présente aucun inconvénient aux vitesses usuelles. Ce n'est que lorsque le nombre de tours de roue d'une machine compound à 2 cylindres descend au-dessous de 75 par minute que la régularité du tirage commence à souffrir de la rareté des coups d'échappement. Au-dessous de 60 tours, la vaporisation de la chaudière devient relativement pénible. Mais ce sont là des vitesses angulaires qui sont devenues plutôt rares sur les chemins de fer et qui ne se rencontrent guère que sur les déclivités exceptionnelles. Les démarrages n'ont jamais rien laissé à désirer et grâce à l'appareil spécial dont elles ont été pourvues, il n'a jamais été nécessaire, à notre connaissance, de faire préalablement machine en arrière lorsqu'il s'agissait de démarrer en avant. L'intervention du démarreur n'est d'ailleurs utile que pendant le premier tour de roue pour produire le démarrage proprement dit. Quant à la mise en vitesse du train, bien qu'elle soit effectuée en compound, c'est-à-dire sans le secours d'aucune valve d'interception ni d'aucun échappement direct, elle a toujours été très rapide. Pour toutes les raisons que nous venons de développer, nous croyons pouvoir dire que non seulement les préventions qui pouvaient exister autrefois en France contre les locomotives compound à 2 cylindres ne sont nullement justifiées, mais encore que le compoundage à 2 cylindres comporte une série d'avantages qui lui sont propres, et qui, lorsqu'il s'agit de locomotives de puissance modérée, nous semble devoir lui assurer sur le compoundage à 4 cylindres une supériorité économique incontestable. On ne doit, selon nous, renoncer à ces avantages que lorsque la puissance qu'on exige de la machine, et par conséquent le volume qu'on est conduit à donner au cylindre B. P., la masse qui en résulte pour le gros piston, pour les bielles, etc., atteignent des valeurs telles que pour des raisons d'un autre ordre, étrangères à l'économie de combustible et à l'économie des frais d'entretien, l'emploi de 4 cylindres s'impose. Cependant si on considère que ces locomotives ont une surface de grille de 2 m² 15 et que leur puissance effective maxima n'est pas, aux vitesses moyennes tout au moins, notablement inférieure à celle de ses congénères à 4 cylindres, on est conduit à reconnaître que la puissance limite au delà de laquelle le compoundage à 4 cylindres devient une nécessité n'est pas aussi réduite qu'on serait tenté de le supposer a priori et que le domaine des locomotives compound à deux cylindres, dans l'état actuel de l'exploitation des chemins de fer, pourrait être encore assez étendu.

Locomotive compound équilibrée à 4 cylindres de l'Atchison-Topeka (*Engineering News, 31 mars, p. 298*). Variété du type Von Bories à 4 cylindres de 380 et 635 × 660 mm., dont les petits à l'intérieur du châssis (fig. 3) attaquant l'essieu d'avant dont les coudes intérieurs sont à 90° l'un de

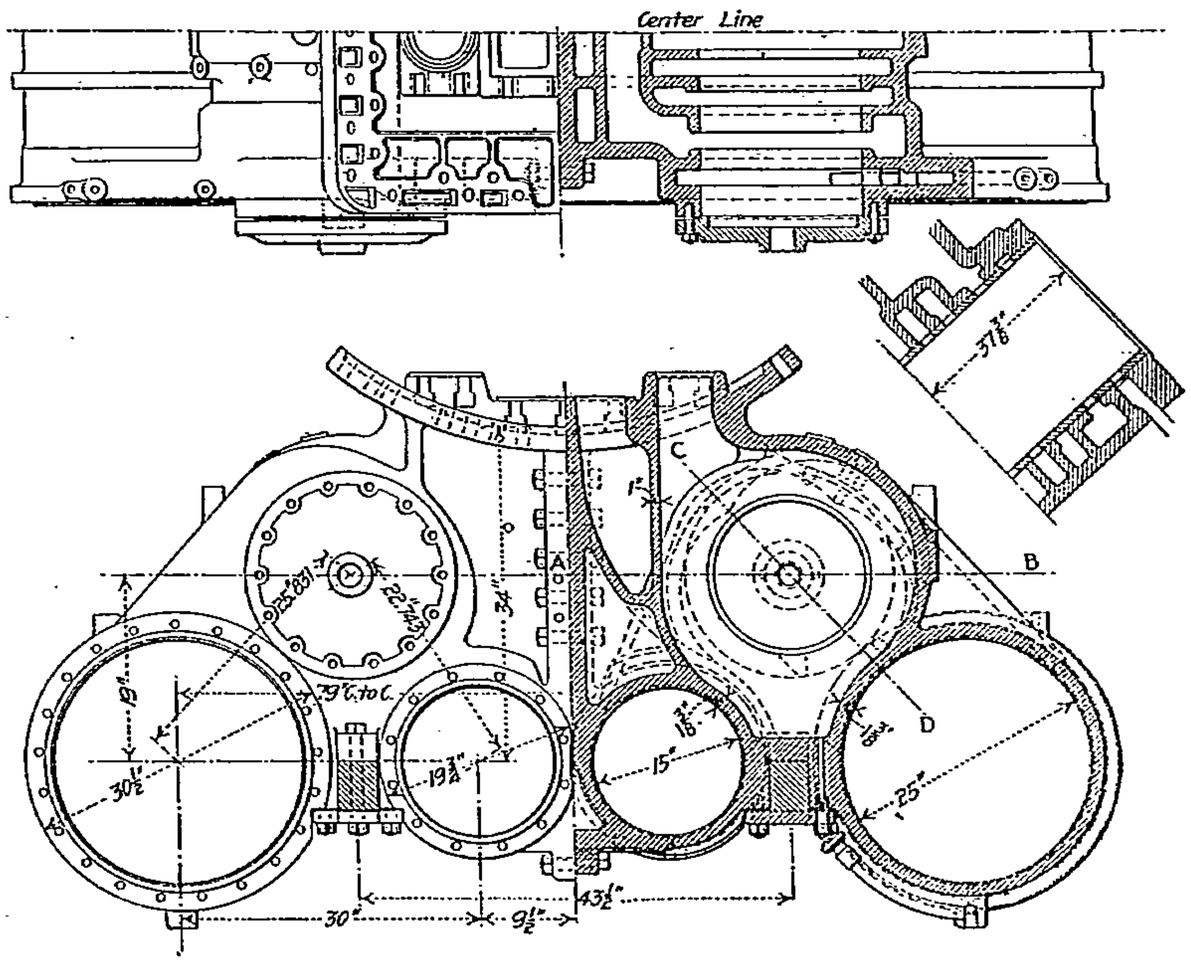


Fig. 3. — Cylindres de la locomotive express de l'*Atchison Topeka*.

l'autre et à 180° des manivelles extérieures ; diamètre 255 millimètres ; en acier résistant à 50 kilog. par millimètre carré avec un allongement de 25 p. 100 sur 95 millimètres. Chaque paire de cylindre est commandée (fig. 4) par un tiroir cylindrique unique de 380 millimètres de diamètre × 840 de lon-

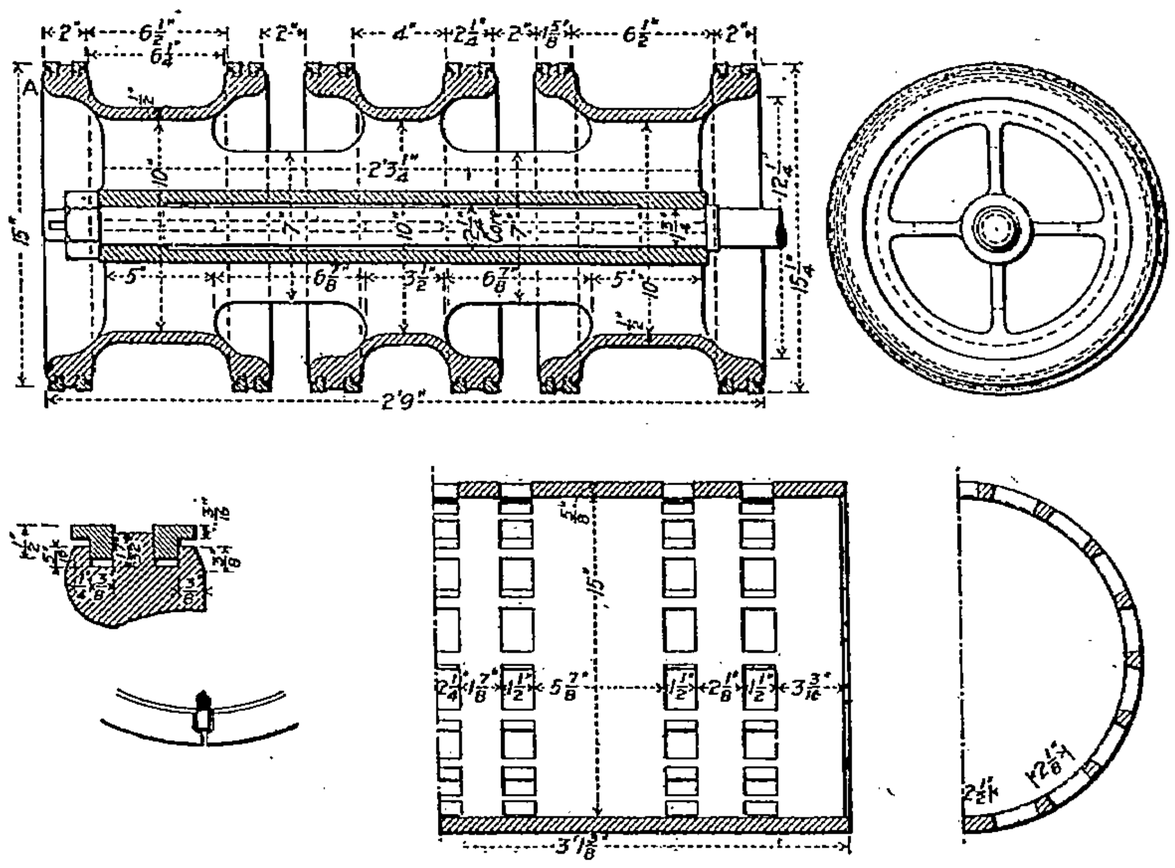


Fig. 4 et 5. — Tiroir de l'*Atchison Topeka*.

gueur totale, avec admission intérieure aux cylindres de haute pression par le milieu du tiroir et admission extérieure aux grands cylindres par les extrémités ; mécanisme Stephenson. Châssis en acier coulé en deux parties ; boites à graisse en acier coulé (fig. 6). Boîte à fumée de 1 m. 45 de

long, avec petticoat, déflecteur (fig. 7) et grille pare-étincelles. Diamètre des 4 roues accouplées 1 m. 85, empatement 1 m. 93. Poids adhérent 75 t. 4, total 87 tonnes. Course maxima des tiroirs 75 millimètres. Diamètre du corps cylindrique 1 m. 67. 273 tubes de 57 extérieur × 5 m. 50, chauffe

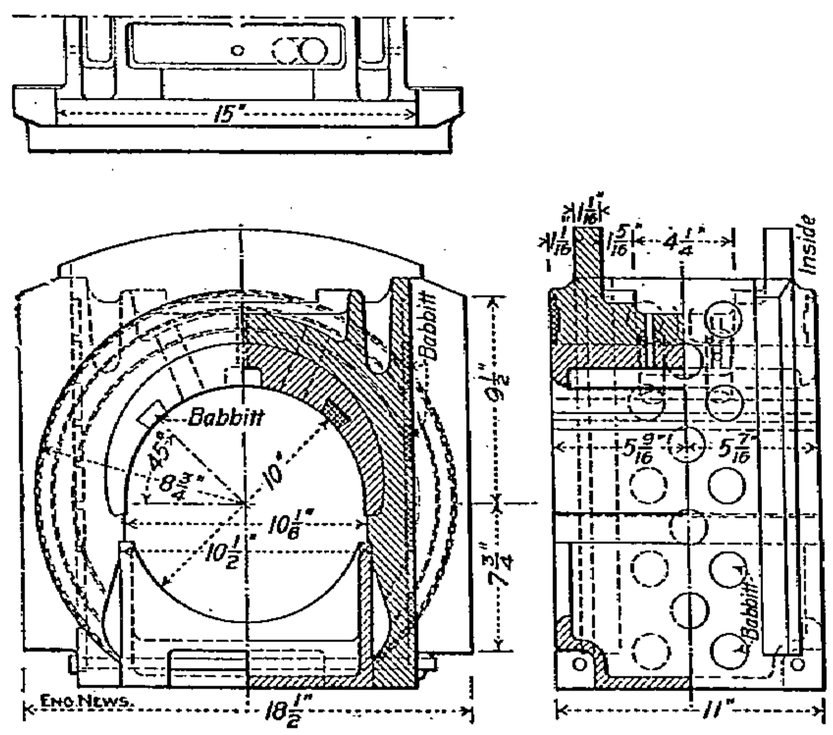


Fig. 6.

269 mètres carrés, foyer de 17 m² 65, grille de 4 m² 60. Bogie à l'avant, essieu porteur à l'arrière. Vaporisation par kilog. de combustible 7 kil. 15 à la vitesse moyenne commerciale de 77 kilomètres à l'heure, et à la pression de 15 kg. 4 ; train de 562 tonnes de voitures.

Locomotive compound à 4 cylindres Baldwin, à 5 essieux couplés de l'Atchison Topeka (*Engineering, 11 mars, p. 360*). Les principales dimensions de cette gigantesque machine

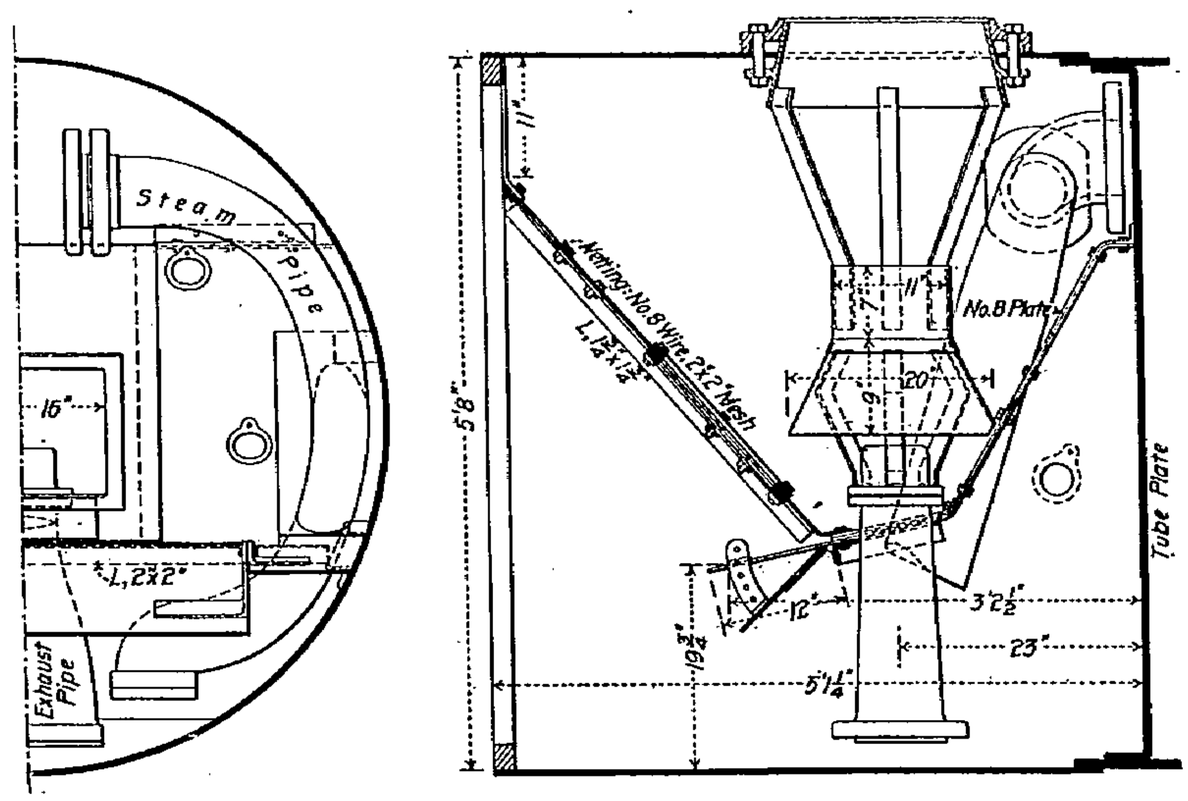


Fig. 7.

sont (fig. 8 et 9) les suivantes : Diamètre des roues couplées 1 m. 45 ; portées de l'essieu moteur 280 × 305. Cylindres de 480 et 810 × 810 de course. Tiroir cylindrique équilibré. Poids adhérent 106 tonnes, total 130 tonnes. Empâtement total 11 mètres, moteur 6 m. 02. Diamètre du corps cylindrique 2 mètres ; boîte à fumée de 2 m. 03 × 2 m. 40. 391 tubes de 6 mètres × 60. Foyer de 4 m. 80 × 2 mètres × 2 mètres, en acier, épaisseur des tôles 10 millimètres. Grille de 5 m² 40. Chauffe : tubes 425 mètres carrés ; foyer 19 m² 50. Timbre 16 kilog., effort de traction 29 tonnes. Les cylindres sont (fig. 9) en tandem, du type Vauclain, avec garniture métallique intermédiaire sans boulons exté-

rieurs (*Revue de Mécanique*, *octobre 1903*, *p. 406*) et petite grue sur la boîte à fumée permettant d'enlever le petit cylindre. Les tôles du foyer sont très solidement entretoisées par des entretoises de 30 millimètres au passage dans les tôles et 25 au corps.

Chambres de combustion sur les locomotives du Méditerranéen italien (*The Engineer*, *18 mars*, *p. 291*). Du type fig. 9 *bis*, en remplacement de la voûte réfractaire ; donne des économies d'entretien considérables en tôles de foyer et en tubes, qu'elle permet de raccourcir. Pour ces tubes, on a avantageusement remplacé le fer par le laiton. La suppression de la voûte en briques, que permet

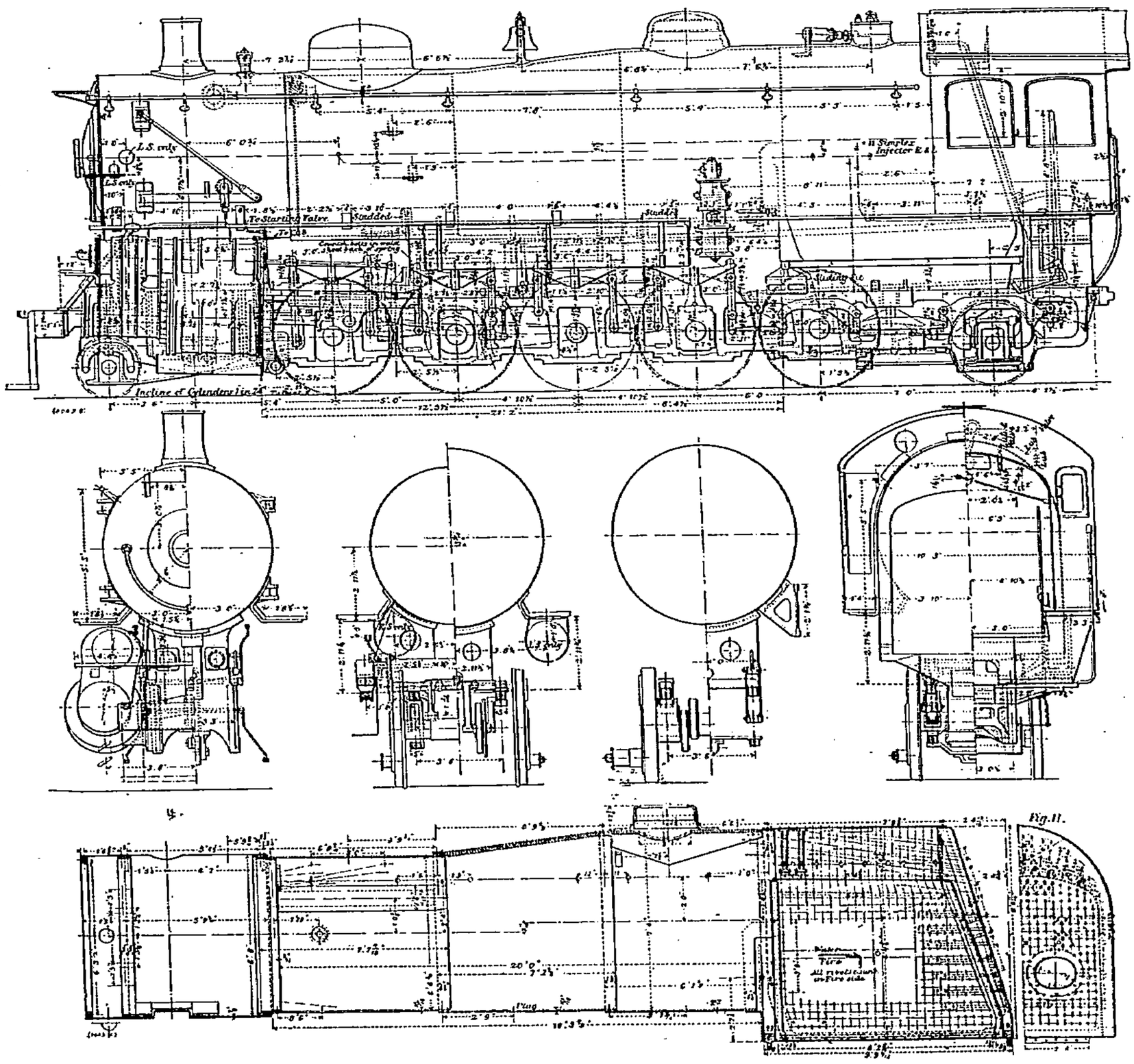


Fig. 8. — Locomotive à marchandises de l'*Atchison Topeka*.

cette chambre de combustion, en préservant la plaque tubulaire de l'attaque directe des flammes, est considérée comme avantageuse d'entretien et de simplicité.

Locomotives à vapeur surchauffée de l'État saxon (*Railroad Gazette*, *8 janvier*, *p. 28*, et *The Engineer*, *22 et 29 janvier*). Le surchauffeur, du type *Klien*, est fig. 10 dans la boîte à fumée et composé de deux séries de serpentins en forme de 8, en acier de 6 millimètres d'épaisseur et de 30 millimètres de diamètre intérieur, au nombre de 17 dans chaque série à droite et à gauche de la boîte à fumée ; ces tubes sont traversés par la vapeur s'échappant par BCDEFG (fig. 12) du petit au grand cylindre et la surchauffent de 40° environ ; un déflecteur, placé dans la boîte à fumée, permet de régler la surchauffe en faisant varier la déviation des gaz du foyer sur les tubes du surchauffeur. Foyer de 1 m² 08 avec voûte réfractaire et auvent Marek permettant le réglage de l'entrée de l'air par la porte. Grille de 2 m² 70, avec jette-feu. 259 tubes de 45 × 50 millimètres × 4 m. 600. Chauffe

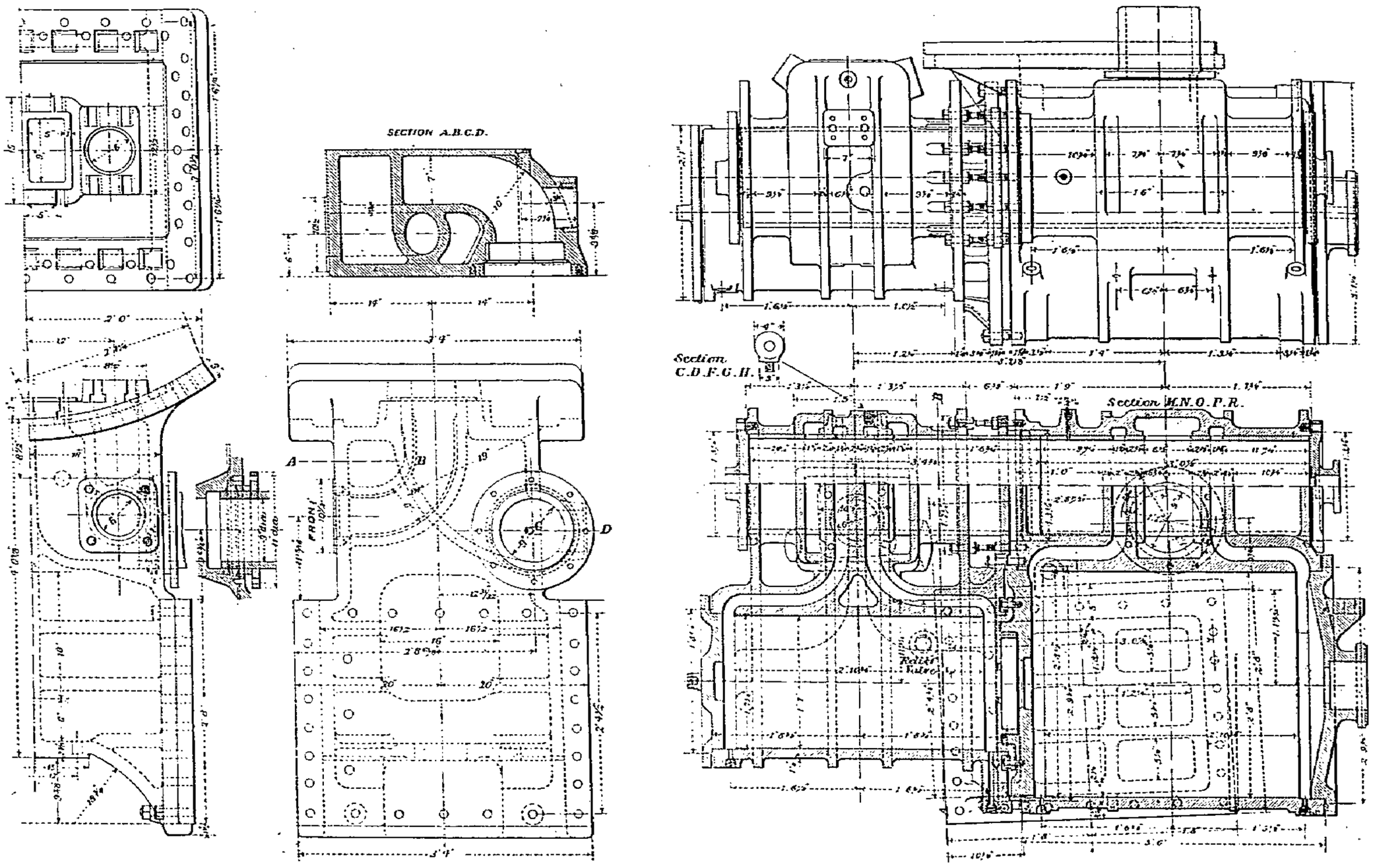


Fig. 9. — Cylindres de la locomotive à marchandises de l'*Atchison Topeka*.

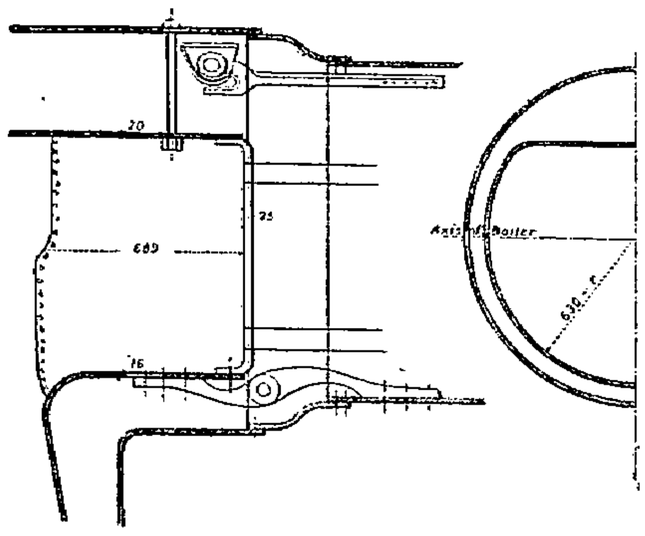


Fig. 9 *bis*. — Chambre de combustion du *Méditerranéen italien*.

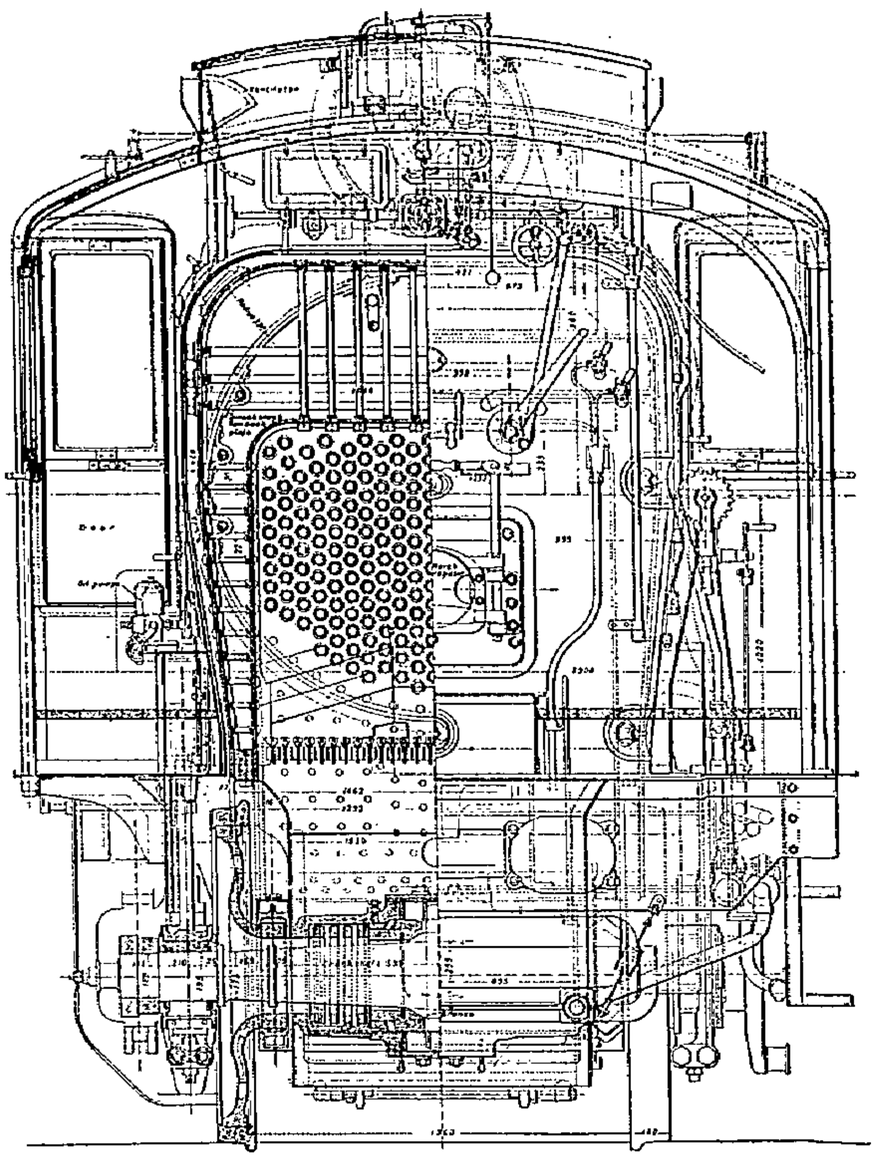


Fig. 11. — Locomotive de l'*État saxon*.
Vues d'arrière et coupe par le foyer.

151 mètres carrés. Timbre 12 kg. 5. Diamètre du corps cylindrique 1 m. 60 ; hauteur de l'axe 2 m. 400. Dôme de 4 m. 07 × 740. Cheminée à sommet pivoté. Cloche à vapeur remplaçant le sifflet. La machine est à 4 essieux couplés à roues de 1 m. 24, dont le dernier, sous la boîte à fumée, du type

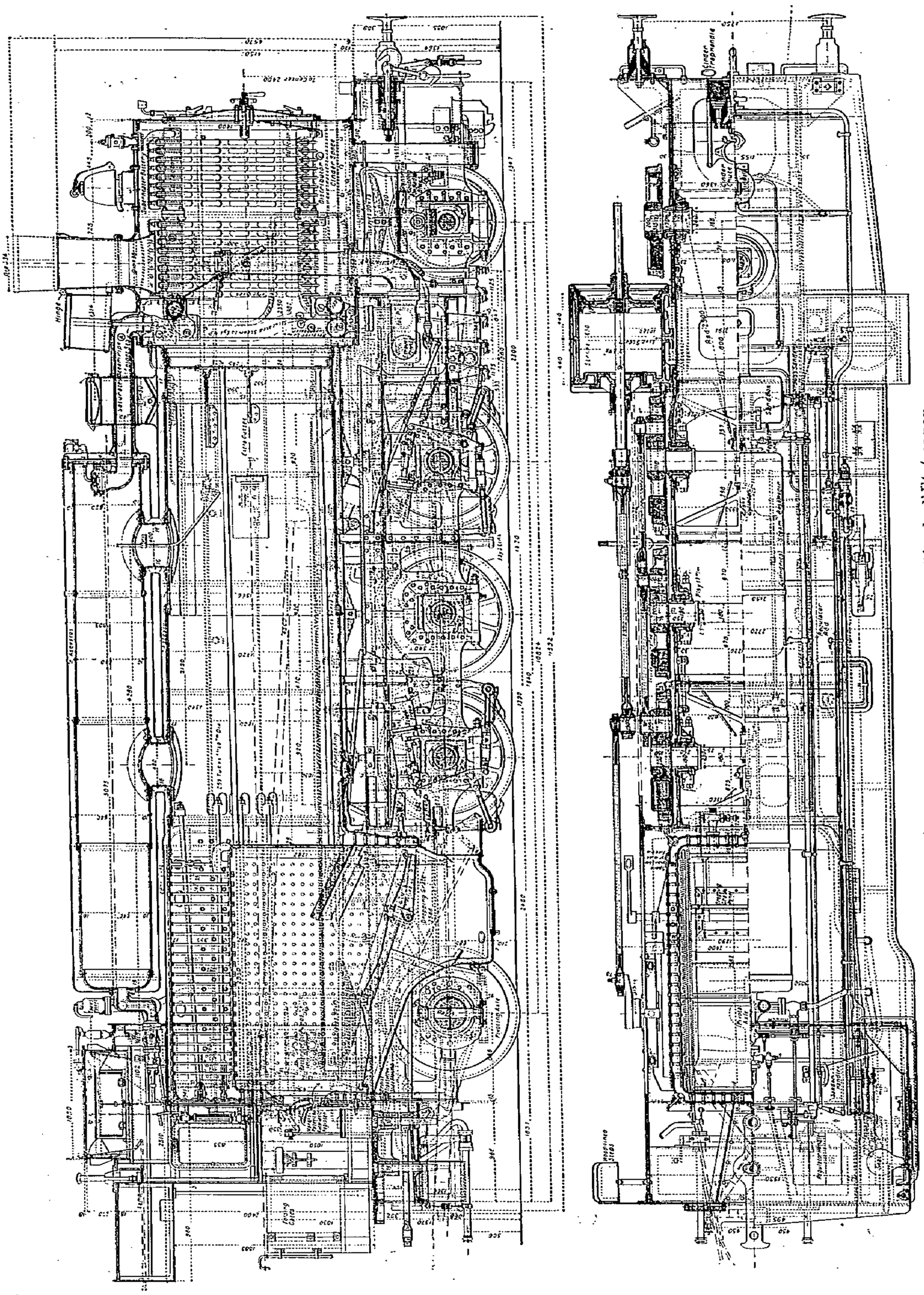


FIG. 10. — Locomotive à vapeur surchauffée de l'*Etat saxon*.

articulé décrit à la page 80 de la *Revue de Mécanique de janvier 1902*, permettant le passage en courbes de 130 mètres de rayon, compound à deux cylindres de 640 et 530 et 770 × 630 de course ; effort de traction 10.500 kilog., avec valve interceptrice Lindner (*Revue de Mécanique, août 1897*,

p. 800). Tiroirs Trick en fonte, avec équilibrage Fester ; distribution mixte Walschaers et Joy ; elles auraient réalisé une économie d'eau de 10 p. 100 sur les semblables à vapeur non surchauffée. — **Express de l'État prussien** (*Engineering, 8 janvier, p. 41*). Construites par *Borsig*, avec surchauffeur *Schmidt* (*Revue de Mécanique, septembre 1900, p. 368*, et *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, mars 1902, p. 441*). Le surchauffeur consiste en trois rangées de tubes en acier doux étiré, disposés au bas et sur le côté de la boîte à fumée (fig. 13) dont ils sont séparés par une tôle mince formant enveloppe avec registres. Les gaz arrivent du foyer autour de ces tubes par un gros tube de 283 millimètres de diamètre intérieur au bas du corps cylindrique (300 millimètres dans les derniers types), ce qui permet de surchauffer de la vapeur à 12 atmosphères de 187 à 330° ; ces gaz passent du surchauffeur à la cheminée par des registres régleurs qui

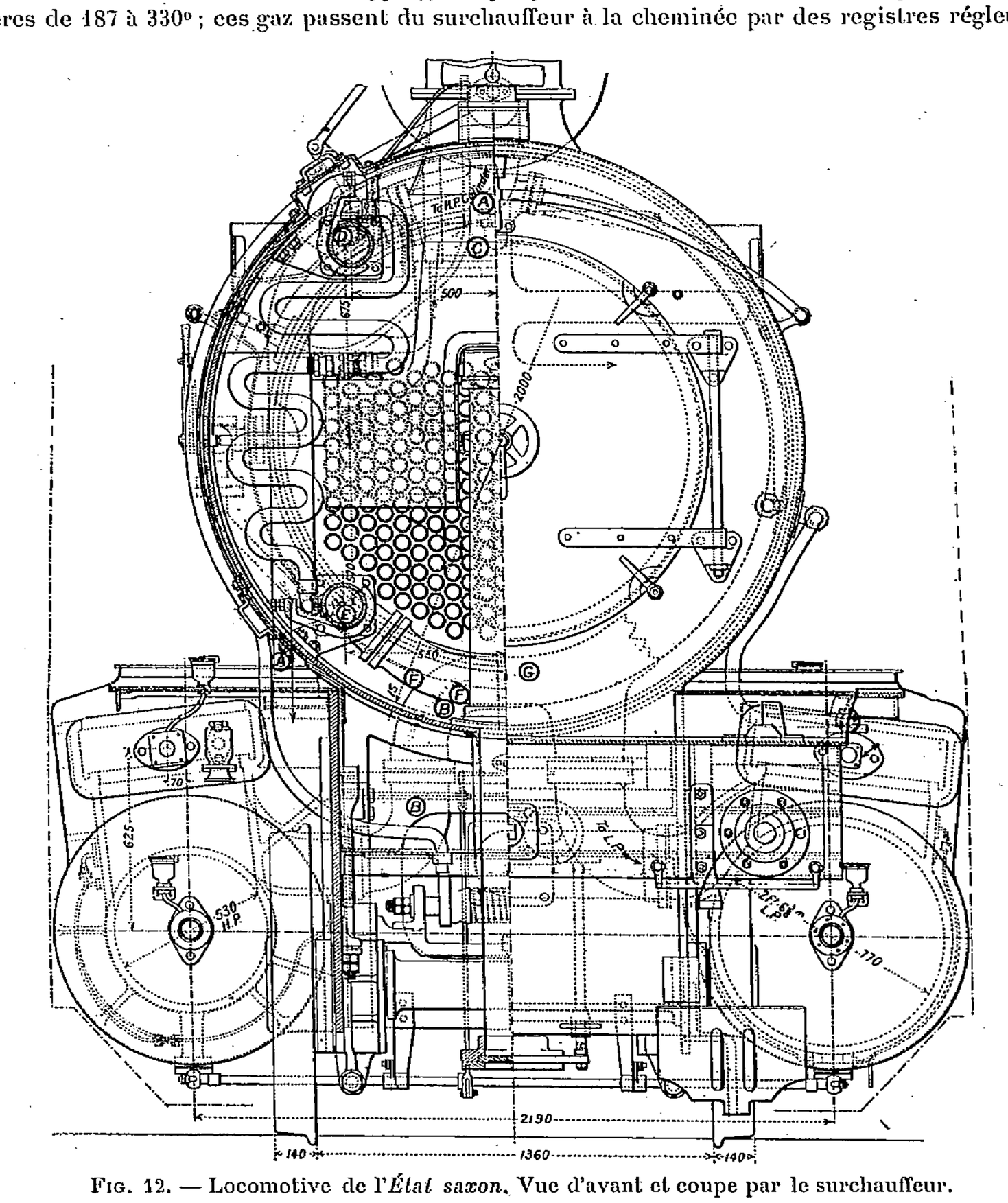


Fig. 12. — Locomotive de l'*État saxon*. Vue d'avant et coupe par le surchauffeur.

se ferment quand on ferme le régulateur de manière à empêcher de brûler le surchauffeur. La vapeur passe du régulateur dans le collecteur supérieur de gauche du surchauffeur divisé en deux par une cloison, puis de la première partie de ce collecteur à la première partie des tubes du surchauffeur qui l'amènent au collecteur de droite, d'où elle passe, par la seconde partie des tubes du surchauffeur, à la seconde partie du collecteur de gauche, et, de là, aux petits cylindres. Un jette-cendres permet d'en débarrasser facilement le surchauffeur ; le surchauffeur peut facilement s'enlever pour examen et réparation. Les cylindres ont 520 × 600 de courses, avec pistons à trois segments à gorge percés de petits trous d'équilibre. Les tiroirs cylindriques (fig. 14), avec admission de la vapeur au centre, n'ont pas de segments ; ils sont serrés sur leur tige par deux écrous à portées

sphériques, avec un jeu de 3 millimètres sur les collets de cette tige, de sorte qu'ils s'adaptent automatiquement aux petites variations de leur boîte par les hautes températures ; la vapeur surchauffée circule dans une enveloppe à l'intérieur même du corps du tiroir, de manière qu'il se déforme le moins possible par la température ; ces tiroirs ont donné d'excellents résultats, une

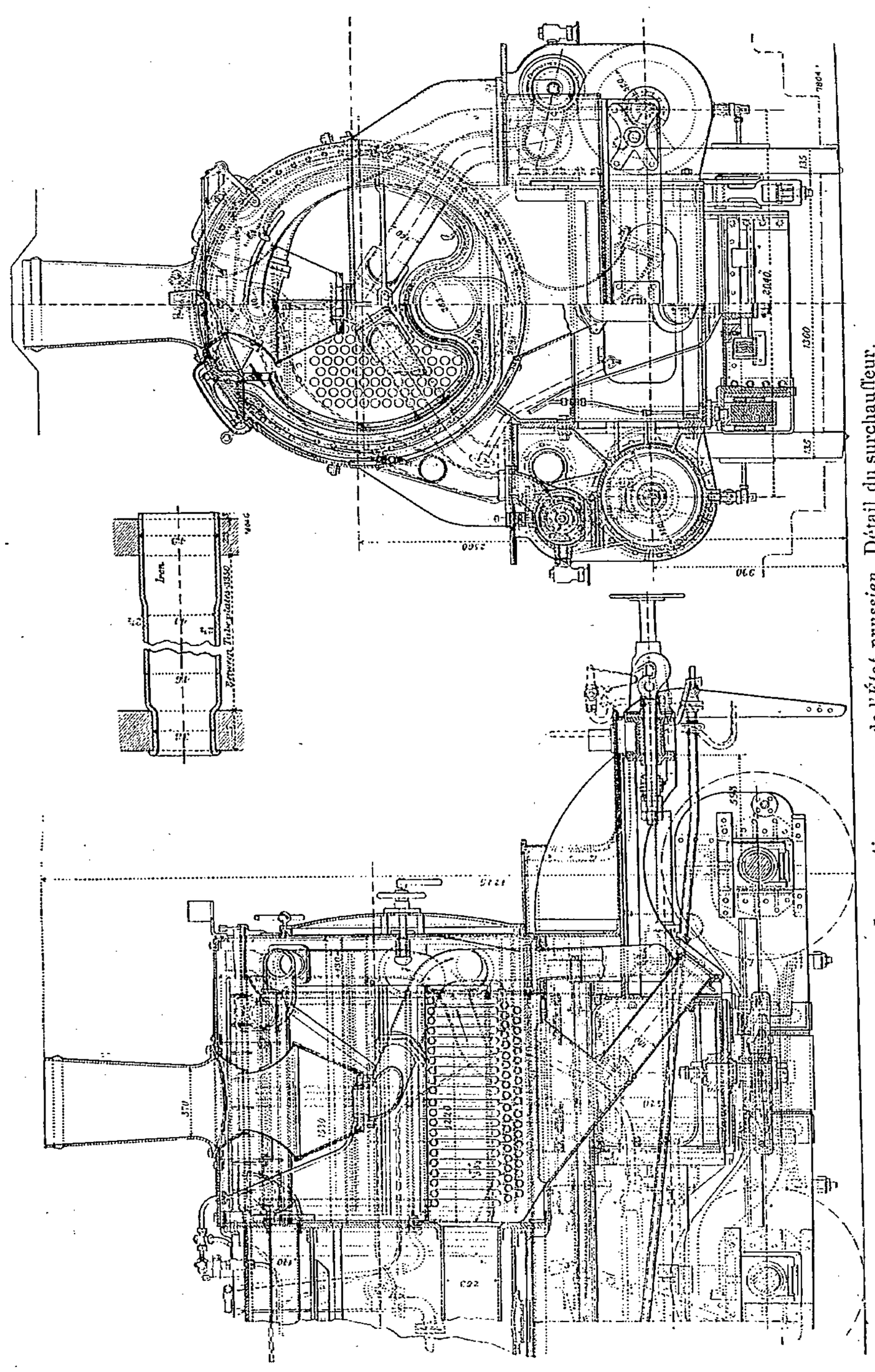


FIG. 13. — Locomotive express de l'*État prussien*. Détail du surchauffeur.

usure presque nulle ; le mécanisme est du type Walschaerts. Pression 12 kilog. ; chauffe de la chaudière C = 104 mètres carrés, du surchauffeur S = 30 mètres carrés ; rapport S/C = 3,5 ; grille de 2 m² 25. Les bandages sont fixés comme l'indiquent les figures. — **Du Canadian Pacific** (*Revue*

générale des chemins de fer et tramways, janvier, p. 46) (fig. 15 et 16). Au lieu d'être placés dans la boîte à fumée, les tubes de surchauffeur Schmidt sont introduits dans les tubes à fumée de la chaudière fig. 15 et 16. Ils partent d'un réservoir de vapeur placé dans la boîte à fumée à la suite du tuyau de prise de vapeur

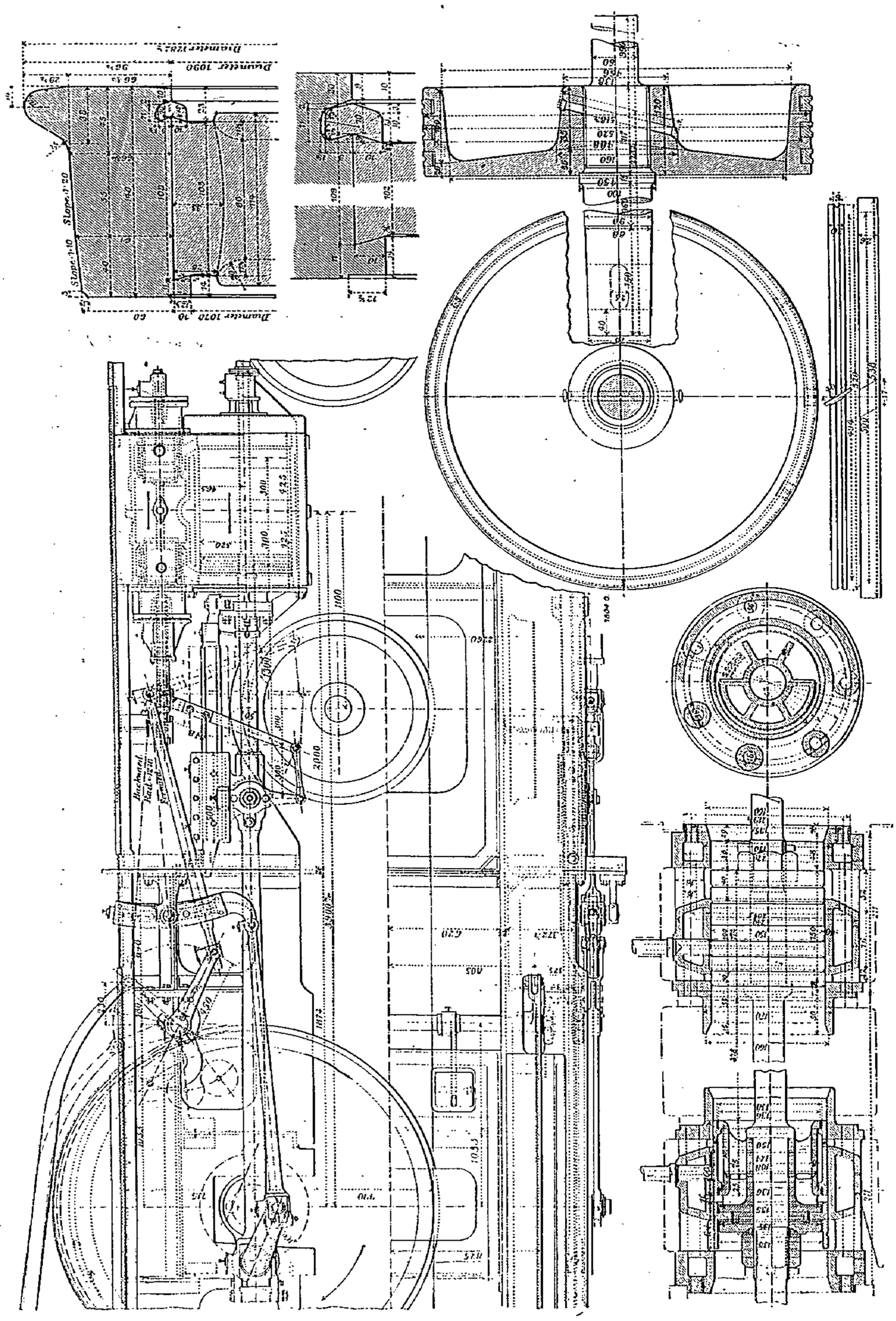


Fig. 14. — Locomotive express de l'*État prussien*. Mécanisme.

du dôme, et de là, formés en U, s'enfoncent à une certaine distance dans 22 tubes à fumée spéciaux puis reviennent au réservoir, mais dans un autre compartiment qui est en communication avec les boîtes à tiroir des cylindres. Les tubes à fumée sont des tubes de 127 millimètres de diamètre; les tubes de surchauffeur

ont 32 millimètres extérieur et 24 millimètres intérieur ; ils s'enfoncent dans les tubes à fumée jusqu'à 0 m. 80 du foyer, de façon que le coude terminal de l'U qui est la partie délicate ne soit pas exposé au contact direct des flammes. Ces tubes en U sont logés par paires dans les tubes à fumée; ils sont soudés au sortir de la plaque de boîte à fumée aux bouts de tubes qui les réunissent au réservoir de vapeur, et ces derniers eux-mêmes sont réunis à ce réservoir par un joint. Les tubes en U sont mandrinés par paire dans une bride qui fait joint sur le réservoir avec interposition d'un fil de cuivre ; le réservoir est cloisonné verticalement de façon à séparer le départ de chaque tube en U de l'arrivée. Le réservoir est en fonte. Il est isolé, ainsi que les

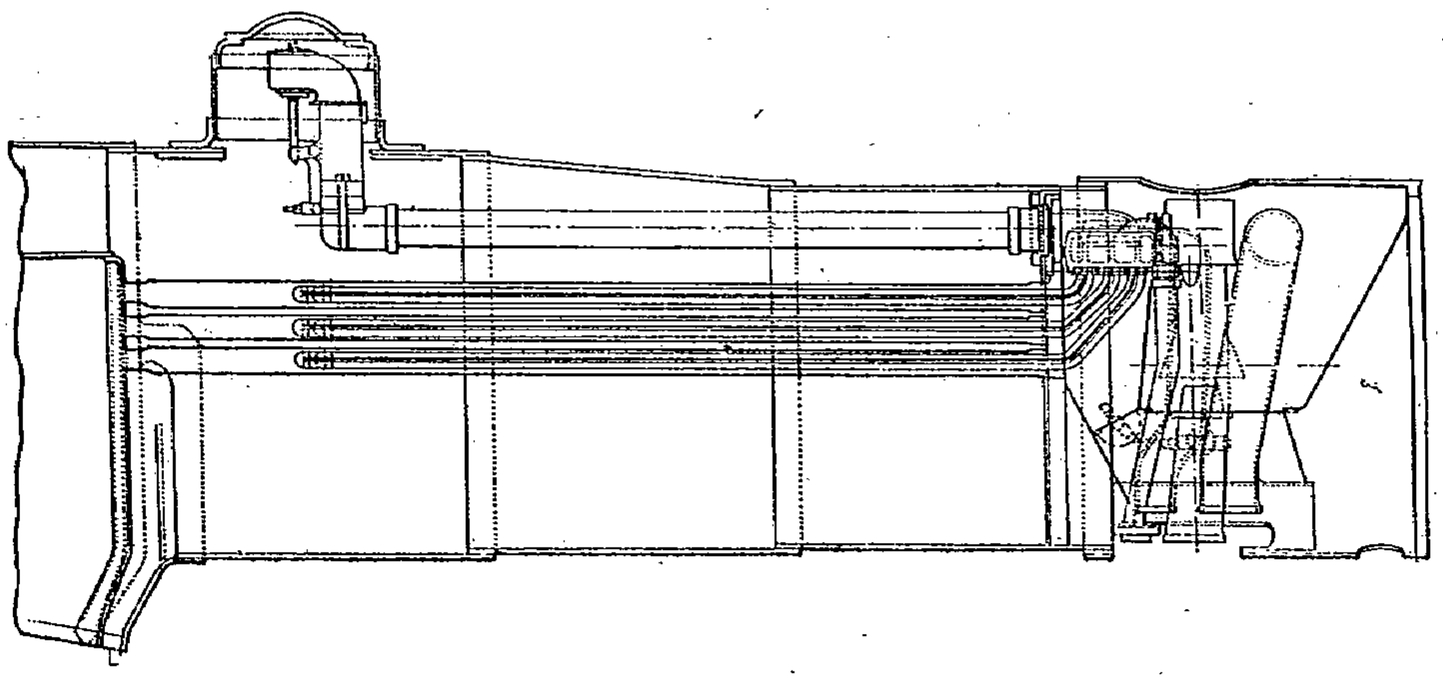


Fig. 15. — Surchauffeur du *Canadian Pacific*.

tubes en U, du reste de la boîte à fumée, par des écrans en tôle et une trappe. Cette trappe est manœuvrée par un petit servo-moteur relié directement à la boîte à tiroir d'un des cylindres. Ouvre-t-on le régulateur, aussitôt le servo-moteur fonctionne, la trappe se lève et le tirage de l'échappement appelle les gaz du foyer dans les tubes qui contiennent les tubes de surchauffeur. Quand on ferme le régulateur, le servo-moteur ne recevant plus de vapeur, la trappe se ferme et il ne passe plus de gaz chauds au contact des tubes du surchauffeur. On évite ainsi de brûler les tubes en U quand il n'y circule plus de vapeur.

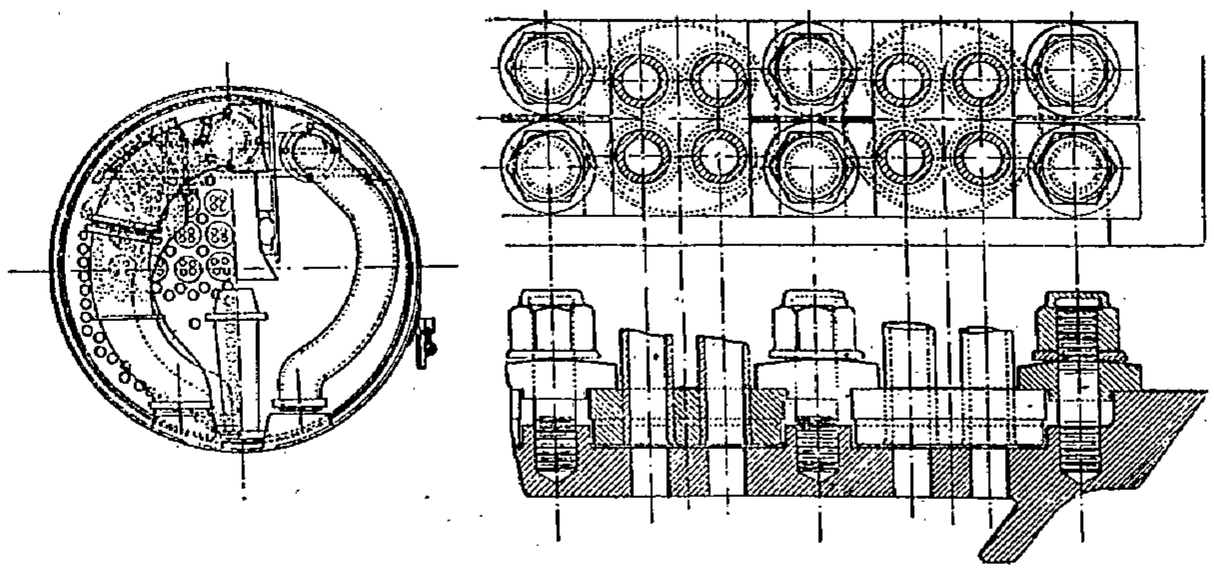


Fig. 16.

Chemin de fer du gouvernement du Cap (*Engineering, 25 janvier, p. 113*). Pour voies de 1 m. 07. Avec surchauffeur Schmidt (fig. 17) ; cylindres extérieurs 445 × 660, écartés de 1 m. 73. Chaudière à corps cylindrique de 1 m. 41 de diamètre intérieur, en tôles d'acier Martin de 14 millimètres, télescopique ; foyer en cuivre, épaisseur du ciel 13 millimètres ; plaques tubulaires de 16 millimètres. L'avant est armé par de petites poutres longitudinales et l'arrière par des entretoises en fer entourées d'un tube de fer, avec l'espace annulaire rempli de ciment de Portland. 158 tubes de 51 extérieur contractés à 30 millimètres au foyer, et en fer au bois. Le tube du surchauffeur, en acier, de 273 millimètres de diamètre intérieur et de 10 millimètres d'épaisseur ; ce tube est attaché aux collets des plaques tubulaires par des vis de 20 millimètres fraisées ; il est dilaté à 300 millimètres, sur une longueur de 150 millimètres à la boîte à fumée et rétreint à 285 millimètres au foyer de manière à pouvoir le passer dans la chaudière ; ces extrémités, tournées avec une conicité de 1/50, ont été ajustées à la lime, vissées, puis matées à l'intérieur et à l'extérieur. Timbre 11 kg. 6 ;

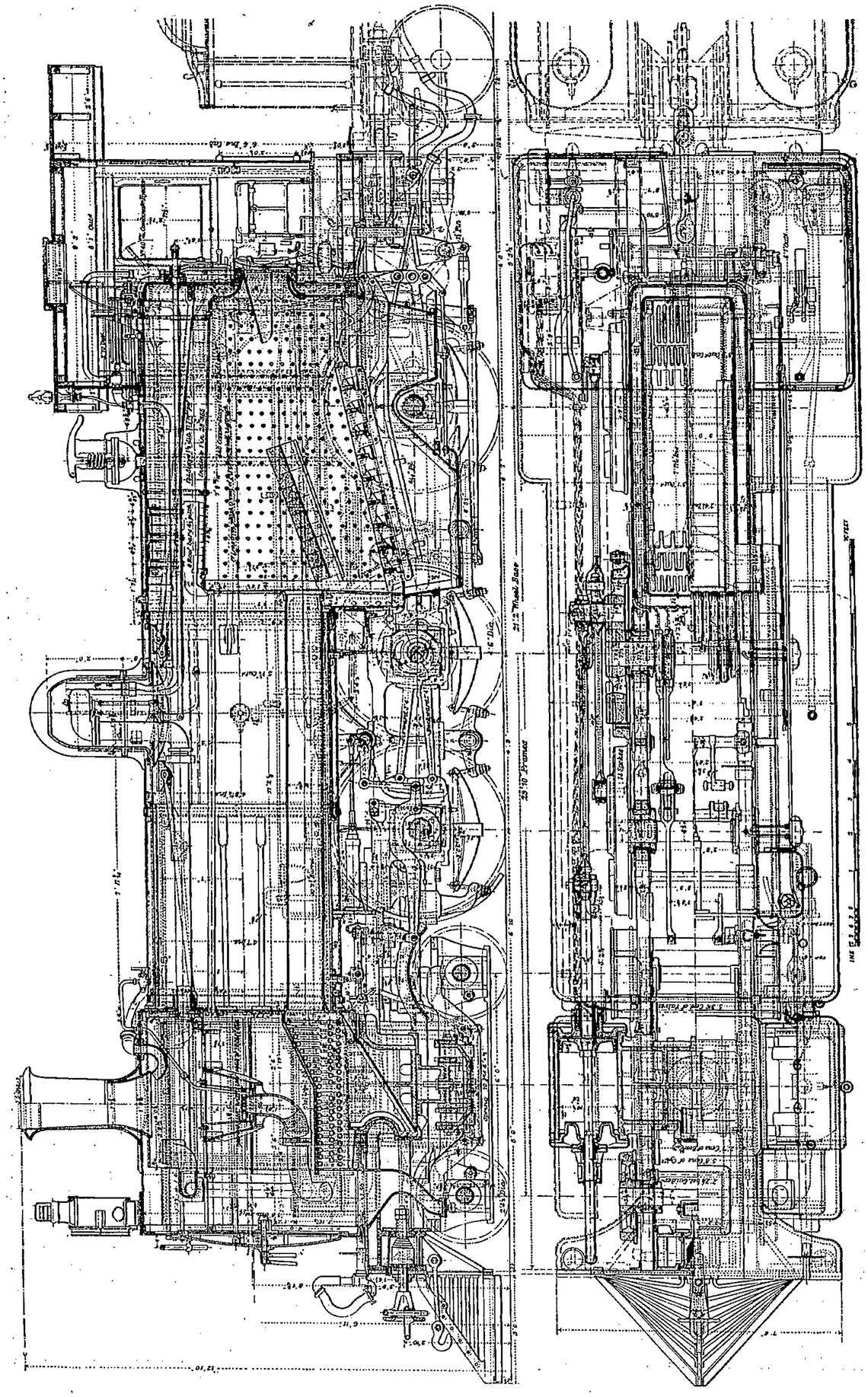


Fig. 17. — Locomotive à vapeur surchauffée des chemins du *Cap*.

chauffe des tubes 100 mètres carrés, du foyer 3 m² 15; surface de grille 1 m² 65. Auvent, grille à secousses et voûte en briques. Surchauffeur constitué par 61 tubes d'acier étiré de 4 millimètres d'épaisseur et de 41 et 3 millimètres extérieur, de même disposition que celui de la fig. 18,

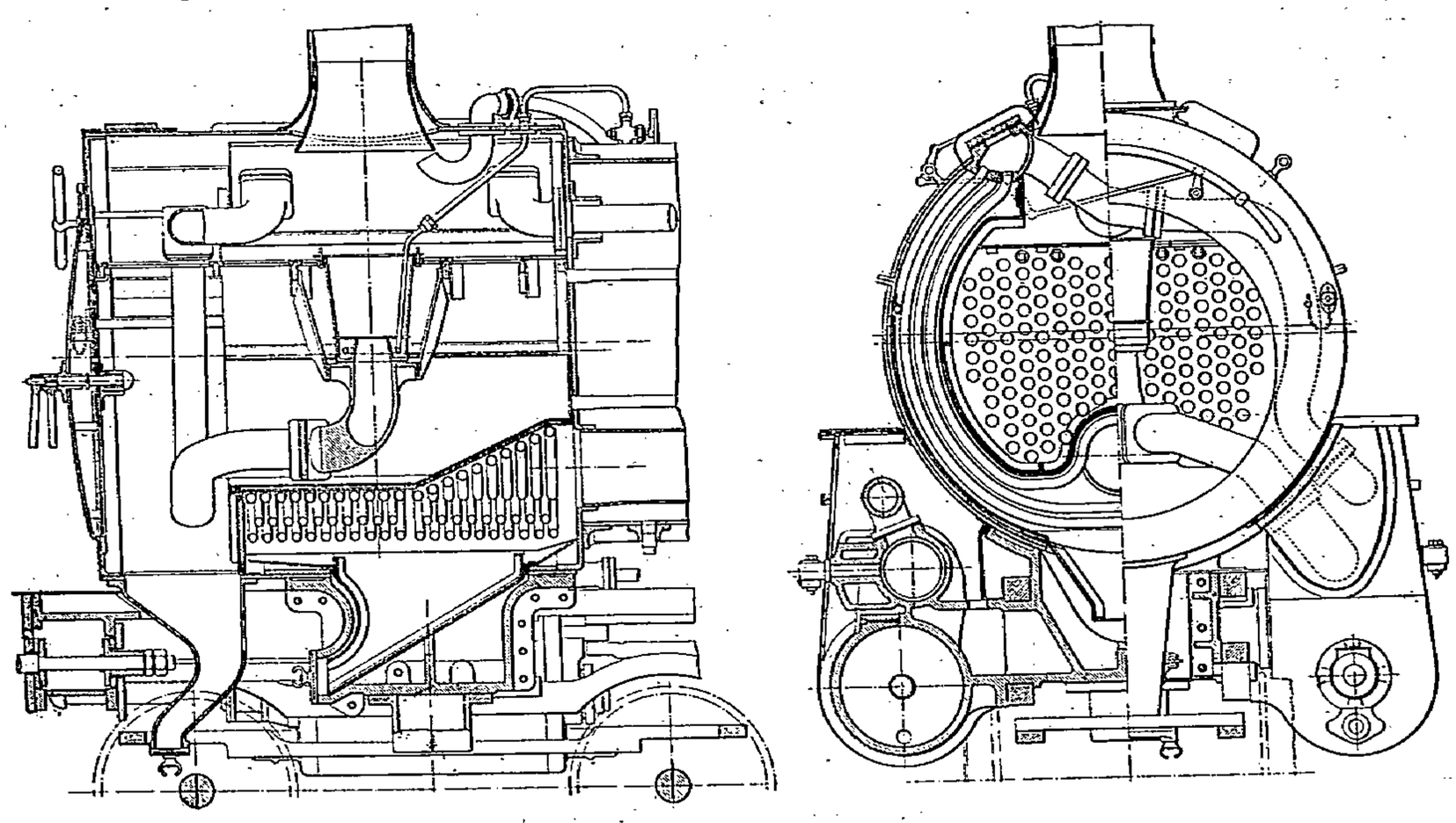


Fig. 18. — Locomotive des chemins du *Cap*. Détail du surchauffeur.

occupant environ les 2/3 de la longueur de la boîte à fumée ; deux tubes perforés permettent de nettoyer les tubes du surchauffeur avec de la vapeur ou de l'air comprimé, Grille pare-étincelles.

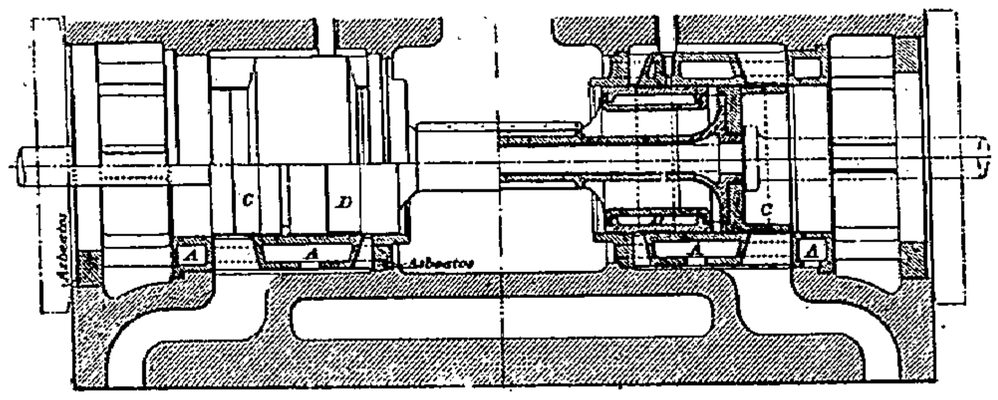


Fig. 19. — Locomotive des chemins du *Cap*. Tiroir.

Tiroirs pistons de 150 millimètres de diamètre, du type Schmidt, avec anneaux solides D D et C (fig. 19) tournés de manière à juste passer dans les glaces à une température de 5° supérieure à celle

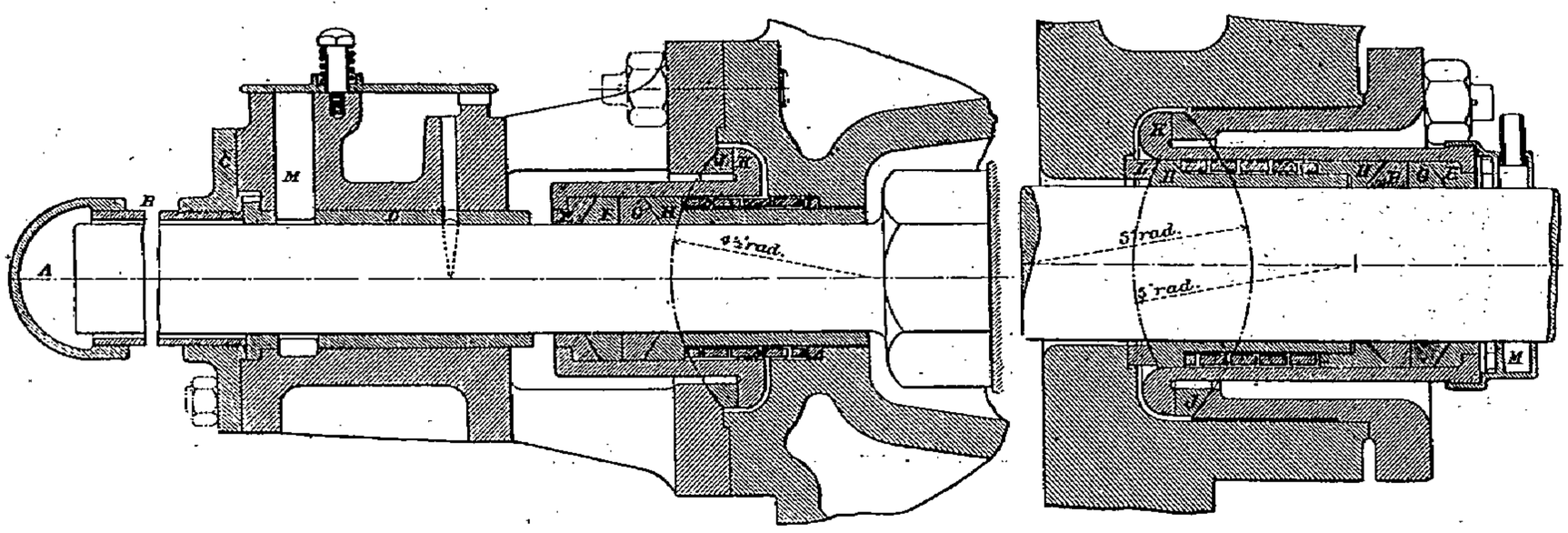


Fig. 20. — Locomotive des chemins de fer du *Cap*. Garniture de la tige du piston.

de ces glaces ; la tige est protégée par une légère enveloppe en tôle de l'attaque directe de la vapeur surchauffée. Les glaces creuses et à enveloppe de vapeur sont serrées sur des joints en amiante et maintenues par le serrage des couvercles. La vapeur est admise aux cylindres par quatre lumières

des glaces : deux intérieures pour l'admission seulement et deux extérieures pour l'admission et l'échappement. La tige du piston de chacun des cylindres est prolongée (fig. 20) avec garnitures en anneaux de bronze E et J, dont celui J est sphérique, et de métal blanc F et G, bourrage de laine en M et bague de bronze en D, fermeture par tube E et capuchon A en fer et fonte. Graissage des cylindres et des tiroirs par graisseur Ritter à six pistons commandés, d'un rochet, par l'essieu d'arrière et forçant l'huile par six conduits : un pour chaque tiroir et deux pour chaque cylindre ; chaque cylindre a une soupape de sûreté cédant à 12 kilog. et chaque tiroir un reniflard. Distribution

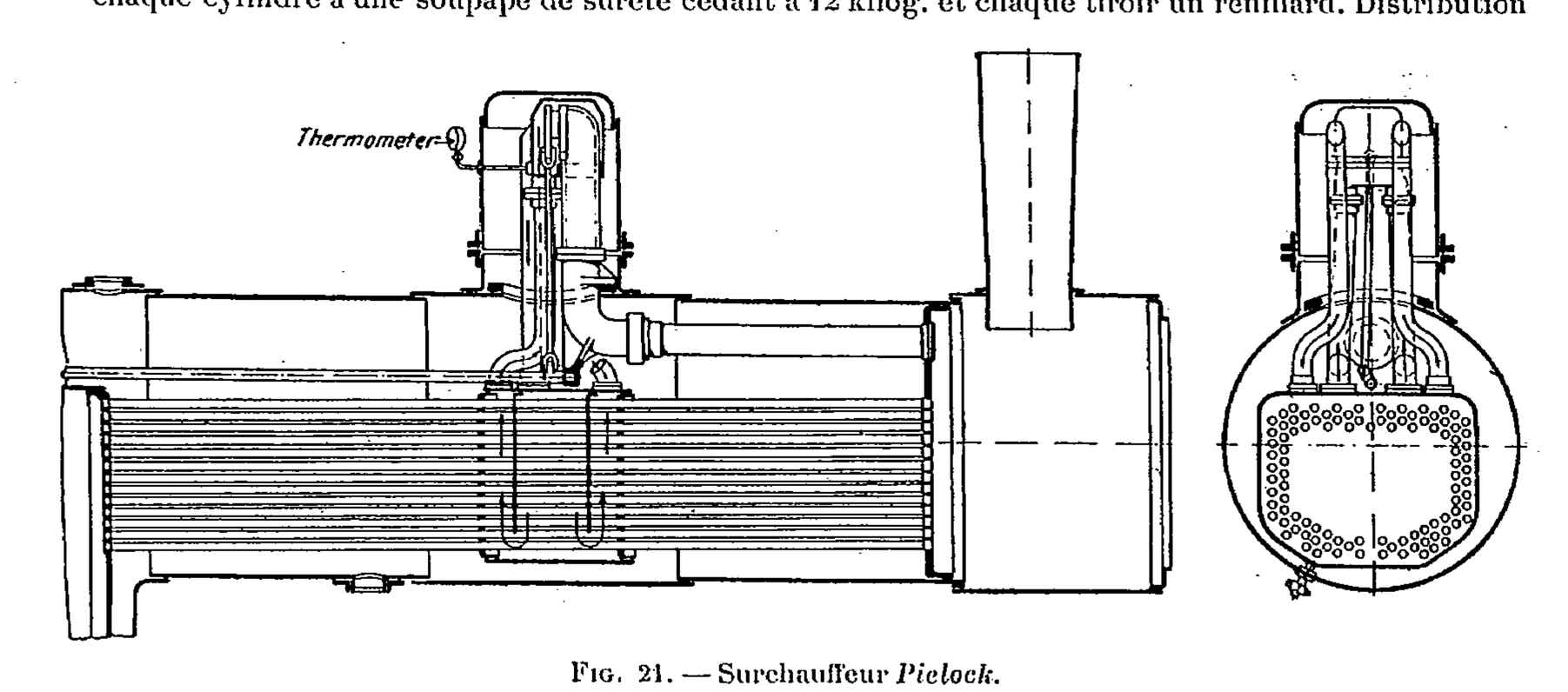


Fig. 21. — Surchauffeur *Pielock*.

Stephenson, avec renvoi de mouvement et relevage équilibré par un ressort. Châssis à barres, comme sur les locomotives américaines. Centres des roues, crosses, pistons, excentriques en acier coulé. Frein à vapeur. Diamètre des roues couplées 1 m. 37 ; longueur des tubes 3 m. 27 ; empâtement rigide 3 m. 45 ; total 6 m. 45. Poids adhérent 38 tonnes, total en charge 52 t. 7 ; à vide 47,15. Tender avec 5 tonnes de charbon et 14 m³ 5 d'eau.

Surchauffeur Pielock (*V. Deutscher Ingenieure et Dinglers Plytechnisches Journal, 2 janvier*).

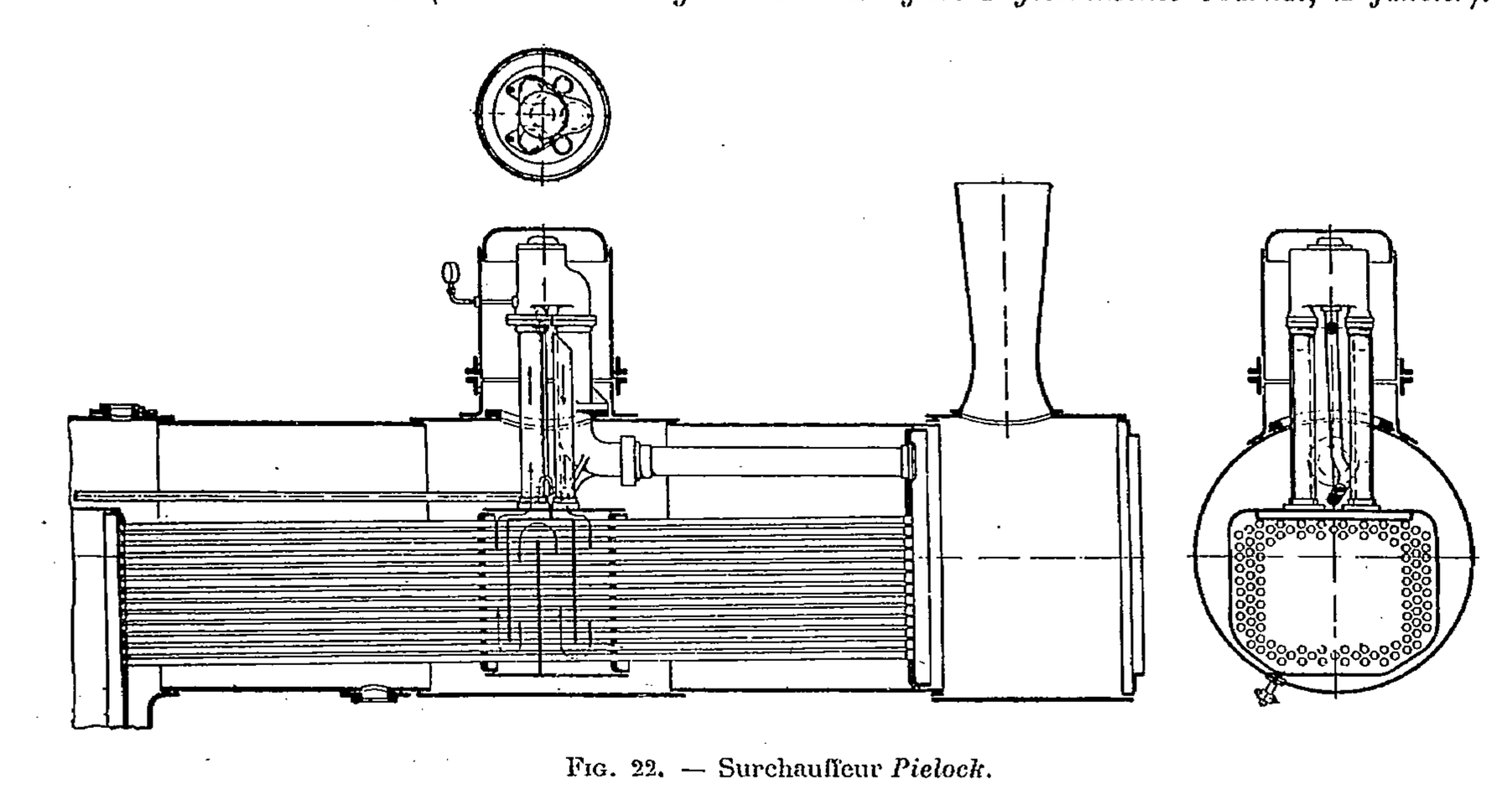


Fig. 22. — Surchauffeur *Pielock*.

Ce surchauffeur est constitué (fig. 21 à 23) par une caisse cloisonnée entourant une certaine longueur des tubes de la chaudière, et traversée, comme l'indiquent les flèches, par la vapeur à surchauffer. Ce surchauffeur peut s'appliquer facilement sur un type de machine existant. Des essais sur deux locomotives, l'une compound, l'autre non compound, ont donné les résultats suivants :

	LOCOMOTIVE SIMPLE		LOCOMOTIVE COMPOUND	
	avec surchauffe	sans surchauffe	avec surchauffe	sans surchauffe
Cylindres de	430 × 600 mm.		460 et 680 × 600 mm.	
Diamètre des roues motrices	1 m. 980		1 m. 980	
Chauffe. Chaudière	125 m² 3	104,3	118	97
— Surchauffeur		21		21
Grille	2 m² 27		2 m² 30	
Poids du train avec machine et tender	242		314	
Trains-kilomètres pendant les essais	1.920		3.800	
Pression à la chaudière	12 kilog.		12	
Température de la vapeur surchauffée au dôme		260°		230°
Température de l'eau d'alimentation	10°		10°	
Dépense par heure. Vapeur	4.340 kg.	3.660	5.270	4.744
— — Charbon	542	475	714	689
Économie d'eau		16 °/₀		10 °/₀
— de charbon		12,3 °/₀		3,5 °/₀
Vaporisation par kilog. de charbon	7 kg.	7,70	7,70	6,88

Le tableau ci-dessous donne d'après ces essais les économies d'eau et de charbon à espérer de différents degrés de surchauffe. Pour tirer profit des avantages de la surchauffe, il faut ne pas diminuer la détente de la vapeur et augmenter le diamètre des cylindres de manière à pouvoir profiter de l'excédent de puissance disponible par la surchauffe. C'est ainsi que, d'après le tableau ci-dessus,

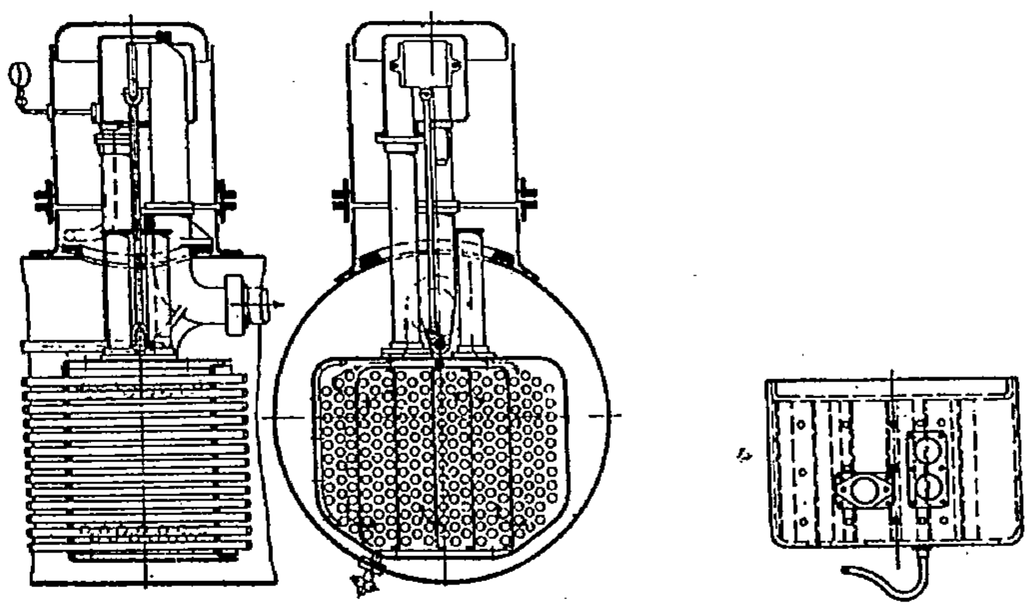


Fig. 23. — Surchauffeur *Pielock*.

la dépense en combustible serait réduite, avec une surchauffe à 280°, à 85 p. 100 de la dépense en vapeur saturée, et la production de vapeur augmentée de 1,18 p. 100, ce qui permettrait d'augmenter le volume des cylindrées de 18 p. 100, avec un effort de traction accru d'autant, et la même dépense de charbon. L'économie de vapeur ne dépend que de la surchauffe, elle est, à surchauffe égale, la même en marche simple et en compound. Les tiroirs ont bien fonctionné, même jusqu'à 280°, avec graissage forcé par une pompe.

TEMPÉRATURE de la vapeur	SURCHAUFFE	ÉCONOMIE °/₀		TEMPÉRATURE de la vapeur	SURCHAUFFE	ÉCONOMIE °/₀	
		vapeur	charbon			vapeur	charbon
200°	10°	2,5	2	260°	70°	16	12
210	20	5	3,5	270	80	18,5	13
220	30	8	5	280	90	20,5	14,5
230	40	10	7	290	100	22	16
240	50	12,5	9	300	110	24	17
250	60	14,5	10	350	160	34	24

Surchauffeur Hagans (*Brevet anglais 4404 de 1904*). Le surchauffeur *a* (fig. 24), placé dans la boîte à fumée *b*, est chauffé par un foyer *c*, alimenté de combustible par une hélice *d*, au milieu des longerons ou latéralement. Ce foyer peut être alimenté par des brûleurs à pétrole *e e*.

Automotrice à pétrole du North Eastern Ry (*Engineering*, *1er janvier*, *p. 1*). Le moteur est (fig. 25) du type Wolseley à quatre cylindres de 215 × 250 de course, horizontaux, faisant de 400 à

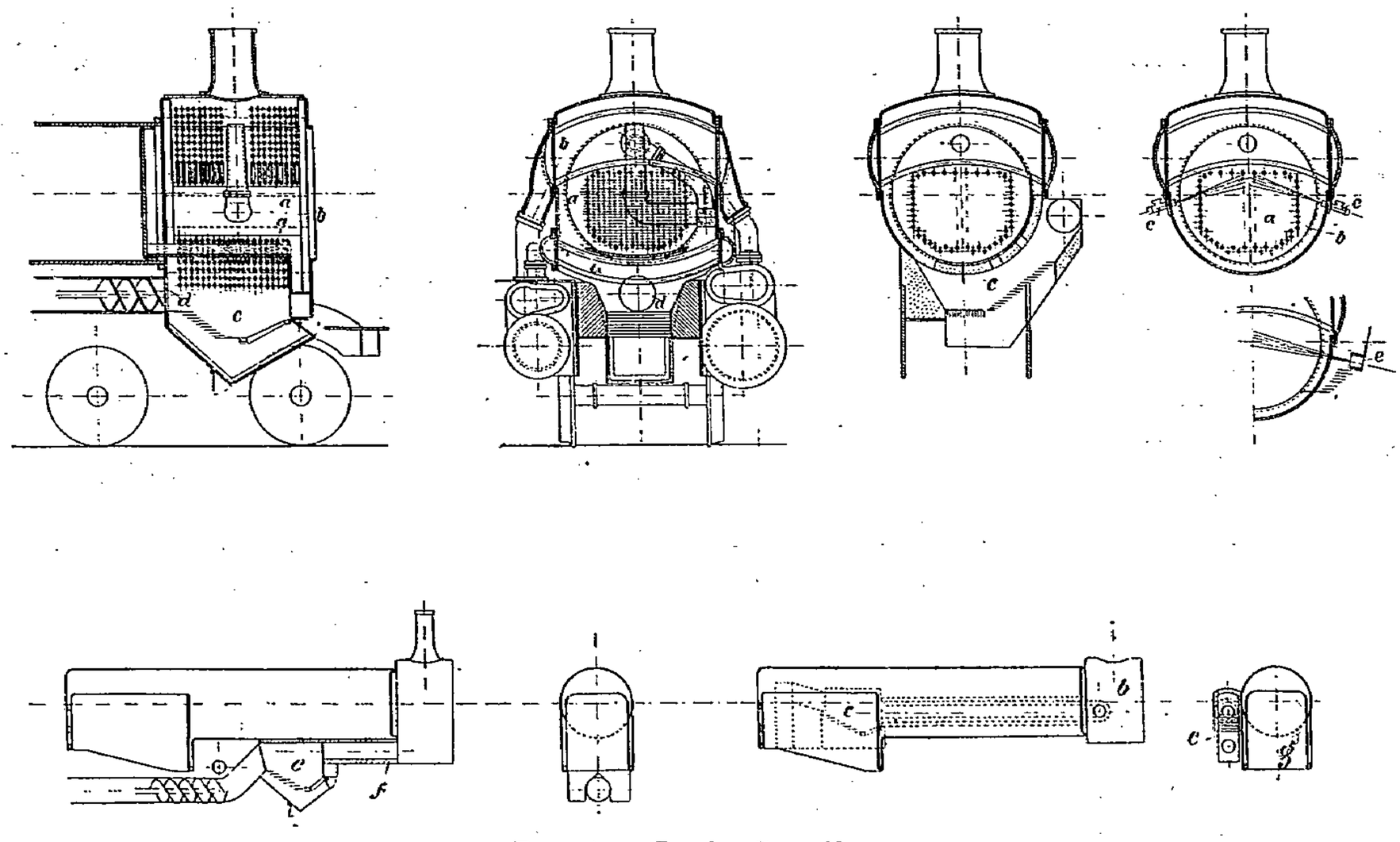


Fig. 24. — Surchauffeur *Hagans*.

480 tours, avec des puissances de 92 à 100 chevaux effectifs, dépense 0 lit. 4 de pétrole par cheval-pression moyenne effective 5 kg. 6, volant de 0 m. 90, attaquant directement une dynamo Westinghouse de 60 kilowatts, avec petite excitatrice commandée par une courroie, et cette dynamo transmet son courant aux moteurs des essieux. Poids total : 1.750 kilog. — **Automotrice à vapeur du chemin de fer du nord** (*Revue générale des chemins de fer et tramways*, *janvier*,

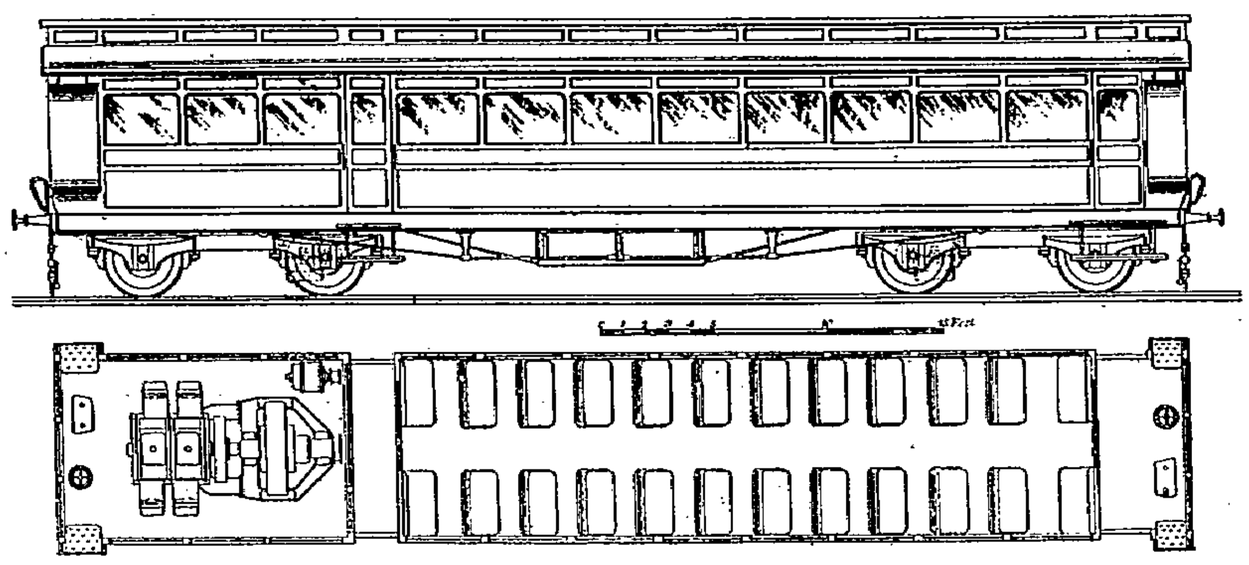


Fig. 25. — Automotrice à pétrole du *North Eastern*.

p. 11). Note de MM. F. *Sartiaux et Koechlin*. La voiture a 26 m. 20 de long et portée par 12 roues de 1 m. 04 de diamètre ; porte 50 voyageurs assis et 20 debout ; poids à vide 40 t. 70, en marche avec approvisionnements sans voyageurs 49 tonnes. La machinerie est dans un compartiment milieu de 6 m. 70 de long avec un seul essieu moteur chargé de 13 tonnes au minimum. Charbon 1.100 kilog., eau 2 m³ 65 ; parcours sans ravitaillement d'eau 50 kilomètres ; vitesse en palier 60 kilomètres avec démarrages très rapides. La chaudière, du type Turgan, a (fig. 27) une grille de 0 m² 99, inclinée de 10 p. 100 ; chauffe indirecte 25 m² 92 ; directe 3 m² 68 ; capacité

eau avec 75 millimètres au-dessus de l'axe du corps cylindrique 660 litres, vapeur 240 litres.

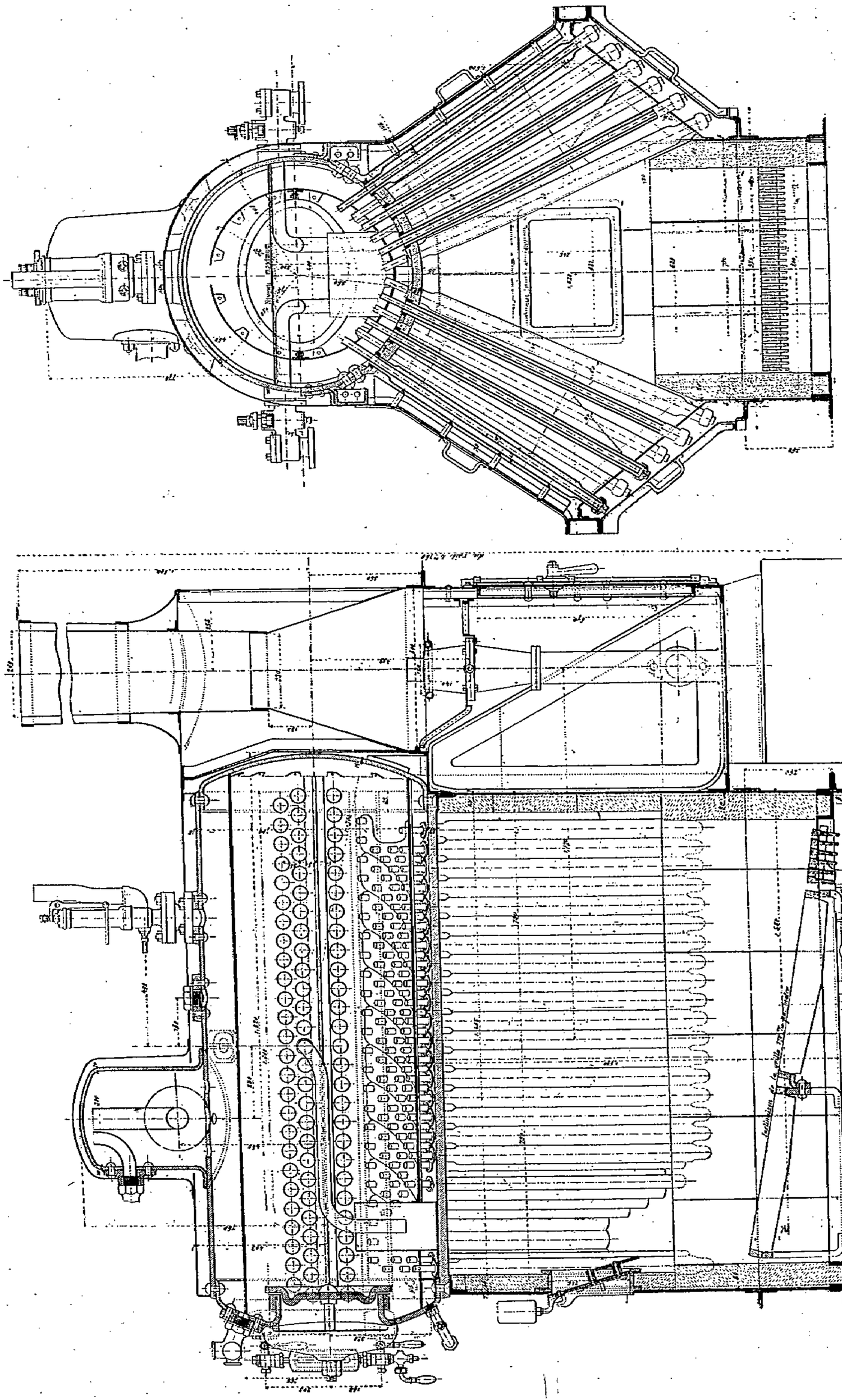


Fig. 26. — Chaudière *Turgan*.

Cette chaudière se compose essentiellement d'un corps cylindrique supérieur de 700 millimètres de dia-

mètre intérieur et de 1 m. 600 de longueur. La tôle inférieure est renforcée et, de cette tôle, partent deux faisceaux de tubes inclinés l'un sur la droite, l'autre sur la gauche. Les tubes sont de deux diamètres différents : les uns au nombre de 76 ayant 60 millimètres de diamètre et disposés l'un à côté de l'autre de façon à se toucher, limitent intérieurement et extérieurement chacun des faisceaux tubulaires qui forment ainsi de véritables carneaux ; les autres au nombre de 140 de diamètre plus petit (40 millimètres) sont disposés dans ces carneaux et forment des chicanes que la fumée doit contourner. La grille est disposée au bas de l'éventail. Les gaz se divisent en deux courants qui traversent les faisceaux tubulaires ; ils se réunissent à nouveau à la partie antérieure d'où ils sont aspirés dans la cheminée par l'échappement de vapeur. La coupe en travers (fig. 27) montre la disposition originale donnée aux tubes. On remarque tout d'abord dans le corps cylindrique supérieur un cylindre concentrique en tôle mince. Ce diaphragme a pour but de séparer en deux parties l'eau du réservoir supérieur. Les tubes principaux dont nous avons parlé, sertis dans la plaque tubulaire, débouchent dans l'espace annulaire. D'autres tubes intérieurs en laiton, d'un diamètre plus petit, sont placés dans chacun

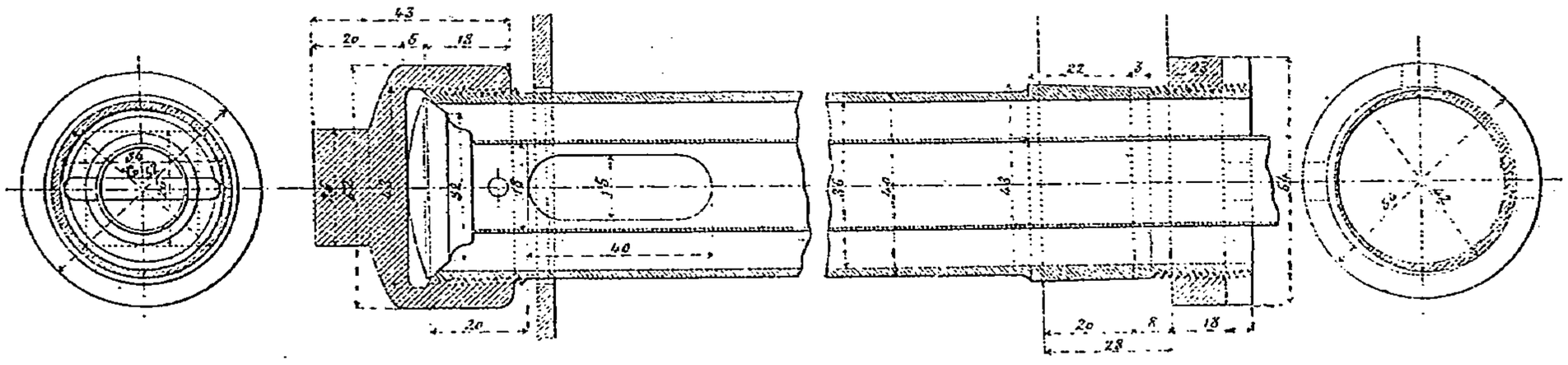


Fig. 27. — Chaudière *Turgan*. Montage d'un tube de 40 millimètres.

des tubes principaux, mais ils débouchent dans la partie centrale du réservoir. L'eau descend de ces tubes intérieurs jusqu'à leur partie inférieure où se trouve une communication avec le tube vaporisateur. Le mélange d'eau et de vapeur, de faible densité, monte le long des tubes et pénètre dans l'espace annulaire du réservoir. Il ne peut donc y avoir de mélange entre les deux courants descendants et ascendants, et la circulation rapide de l'eau s'en trouve très notablement facilitée. La coupe en travers montre que les tuyaux d'alimentation débouchent à la partie inférieure du réservoir central. Il est bien entendu que cet espace central et l'espace annulaire sont en communication par une série de trous, le diaphragme n'ayant pour but que de séparer les courants.

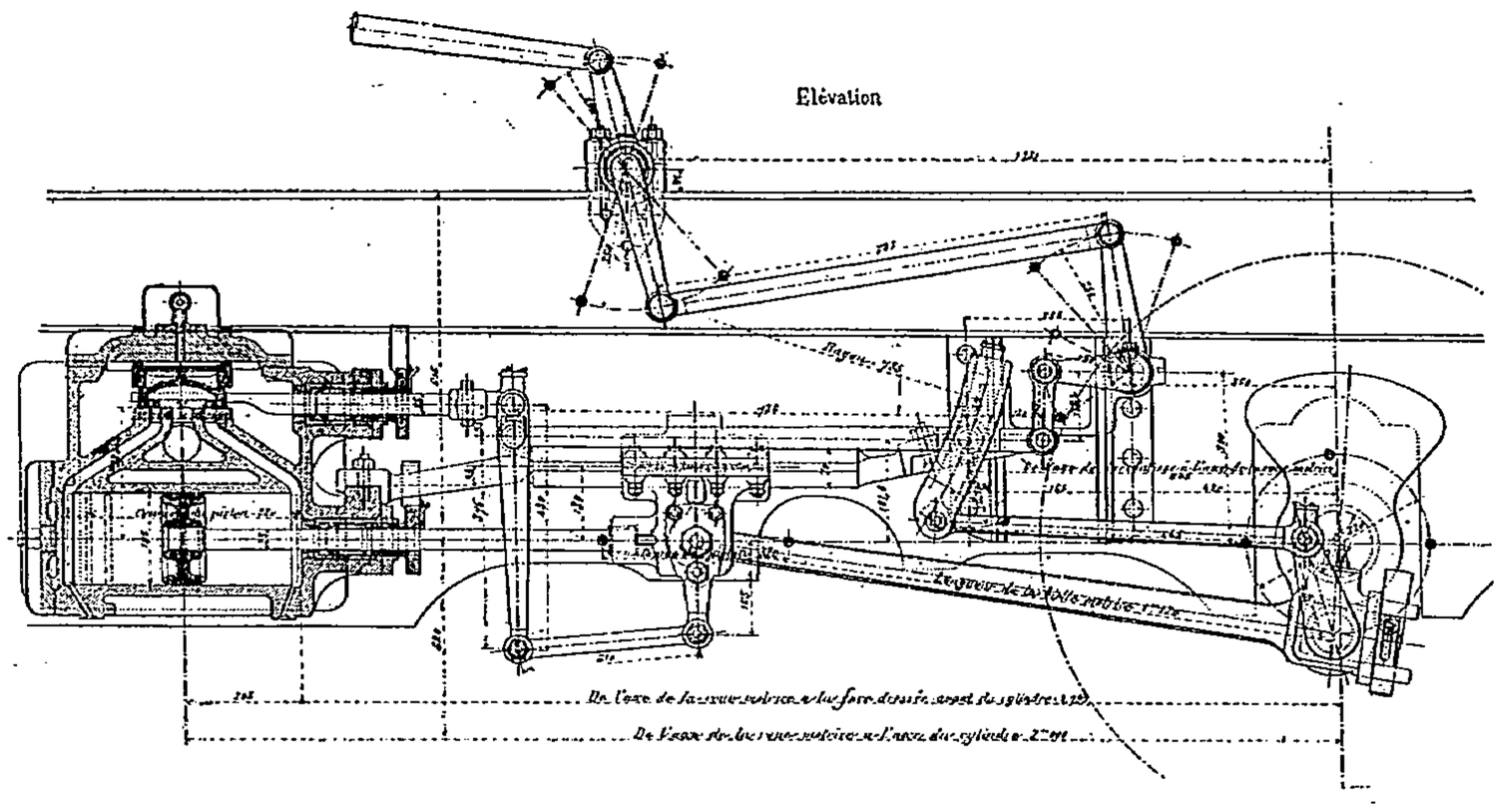


Fig. 28. — Automotrice du *Nord*. Mécanisme.

Sur la fig. 27, se trouve un dessin de détail des tubes intérieurs et extérieurs, indiquant : d'une part, la manière dont ils sont réunis à la plaque tubulaire, d'autre part leur mode d'assemblage entre eux, par la partie inférieure. Les tubes intérieurs passent à frottement doux dans le diaphragme. Les fonds de la chambre à combustion sont munis de briques réfractaires ; il y en a également de chaque côté de la grille. Les parois latérales sont formées de tôles démontables. On remarque principalement le soin qu'on a pris pour mettre l'extrémité des tubes à l'abri de la chaleur. L'inclinaison qu'on leur a donnée permet de les retirer individuellement de la chaudière, le cas échéant. La chaudière comporte deux appareils indicateurs du niveau de l'eau, afin que la hauteur de l'eau dans la chaudière soit parfaitement visible de chacun des postes du mécanicien. Les appareils d'alimentation consistent : 1° En une pompe Thirion placée dans la cabine du mécanicien à côté de la caisse à combustible. Cette pompe est capable de débiter environ 2.000 litres à l'heure. 2° Un injecteur qui est placé en

charge, du côté opposé à la pompe. Le débit de l'injecteur est d'environ 1.500 litres. *L'appareil moteur* comprend un cylindre à haute pression et un cylindre à basse pression. Ces deux cylindres commandent les manivelles calées à 90° d'un même essieu. Les conditions d'établissement sont les suivantes :

Cylindres	diamètre — cylindre H. P	195
	diamètre — cylindre B. P	250
	course des pistons	320
Rapport des volumes des cylindres		1,645
Diamètre des roues motrices		1 m. 040
Timbre de la chaudière		18 kilog.
Effort théorique de traction (admission directe au cylindre B. P.)		2.106 kilog.
Poids utile pour l'adhérence (approvisionnements épuisés)		12 t. 900

L'effort de traction par tonne de l'ensemble de la voiture est d'environ 50 kilog. ; effort largement suffisant pour assurer de rapides démarrages. La cabine du mécanicien contient tous les appareils nécessaires à la marche de la voiture; les appareils d'alimentation de la chaudière et les appareils de manœuvre du frein à air comprimé. Comme la cabine comporte deux postes de mécaniciens, certains appareils sont à commande double; ce sont : le changement de marche ; le mécanisme de commande du régulateur distributeur. Ces deux appareils présentent d'ailleurs certaines particularités qu'il est intéressant de signaler. Les mouvements de distribution des deux cylindres sont commandés par le même arbre de relevage : celui-ci est actionné par deux appareils de changement de marche à vis verticales, placés de part et d'autre de la cabine, auprès de chacun des postes du mécanicien. Pour permettre à celui-ci de faire usage de l'un ou de l'autre des appareils, les écrous des vis de changement de marche sont en deux parties, et l'on ouvre à l'aide d'un verrou spécial celui qui ne doit pas être commandé.

Régulateur distributeur. — Cet appareil est placé sous le plancher de la cabine. Il a pour but de distribuer la vapeur aux cylindres et de permettre ou la marche avec admission directe au grand cylindre, laquelle se produit à chaque ouverture du régulateur, ou la marche en compound. Sitôt que le levier de commande du régulateur quitte le fond de course du secteur, la fig. 29 montre que l'admission se fait au petit cylindre par la lumière A, en même temps qu'elle se fait au grand cylindre par la lumière B percée dans le tiroir du régulateur; mais alors que la lumière A a une action suffisante pour immédiatement amener la pression dans la boîte à vapeur du cylindre H. P. au timbre de la chaudière, et la laisser affluer largement à ce cylindre, la lumière B n'est alimentée que par un petit trou de 8 millimètres qui, aussitôt que la machine a fait un premier mouvement, étrangle suffisamment la vapeur pour qu'elle n'atteigne à la boîte à vapeur du grand cylindre qu'une pression de 8 à 10 kilog. C'est d'ailleurs pour une pression voisine de 10 kilog. qu'il y a théoriquement au démarrage égalité entre les efforts produits par la vapeur sur les pistons H. P. et B. P. Un distributeur composé de trois pistons a été ménagé dans la boîte du régulateur ; lorsque le tiroir du régulateur commence à ouvrir et donne admission de vapeur comme il est indiqué plus haut, le distributeur occupe la position indiquée par la fig. 29 ; c'est-à-dire que poussé par le petit piston de gauche qui reçoit constamment l'action de la vapeur de la chaudière, il donne accès au cylindre B. P. de la vapeur arrivant au régulateur et conduit à l'échappement la vapeur arrivant du cylindre H. P. Les flèches de la fig. 29 montrent les différents parcours de la vapeur. Si le mécanicien continue à actionner dans le même sens le tiroir du régulateur, la lumière B vient à fermeture ; à ce moment précis une petite lumière creusée dans la table du régulateur amène par un tuyau extérieur (Voir coupe en travers de l'appareil fig. 30), la vapeur de la chaudière sur le fond droit du cylindre distributeur. Son piston de grand diamètre entre alors en action et le système des trois pistons vient prendre la position indiquée fig. 30. Seul le petit cylindre reçoit la vapeur de la chaudière et l'on voit que son échappement se fait dans le tuyau d'admission du cylindre à basse pression. Le régime compound est donc établi. Si le mécanicien continue encore à manœuvrer le levier du régulateur, il étrangle à volonté la lumière d'admission au cylindre H. P. et peut ainsi régler l'accès de la vapeur à ce cylindre tout en continuant à faire usage du compoundage.

HYDRAULIQUE

POMPE à incendie automobile Weyher et Richemond (*Génie civil, 6 février, p. 213*). Le véhicule est constitué (fig. 31) par un châssis en acier profilé en U de 140 millimètres de hauteur) qui porte à l'arrière la chaudière, à l'avant la pompe proprement dite, et au milieu la machine à vapeur qui sert à la fois pour la pompe et pour la traction ; elle peut être embrayée à volonté, ou avec l'arbre qui commande le différentiel, ou avec la commande de la pompe. La chaudière est du type Durenne et Krebs, formée d'une enveloppe dans laquelle se trouve monté un foyer cylindro-conique, garni intérieurement de tubes en cuivre qui forment la surface de chauffe principale, et assurent une circulation active. L'enveloppe comporte deux joints boulonnés, l'un un peu au-dessus de la porte du foyer, l'autre à la base de la cheminée, ce qui permet son démontage facile, soit pour le nettoyage, soit pour le remplacement des tubes. Ceux-ci, grâce à leurs formes diverses, constituent à l'intérieur du foyer un faisceau assez enchevêtré pour assurer une utilisation convenable des gaz chauds, malgré leur court trajet. La grille est circulaire. Le tirage est assuré par l'échappement de la machine à vapeur

et par un souffleur. Un robinet à trois voies, manœuvré par le chauffeur, permet de régler le tirage, et de diriger l'échappement, soit dans la cheminée, soit dans un tube spécial monté derrière celle-ci. Les dimensions principales de la chaudière sont les suivantes : Surface de chauffe des tubes 6 m² 94 ; surface de chauffe des

Fig. 29. — Automotrice du *Nord*. Marche à admission dentée de la vapeur avec deux cylindres.

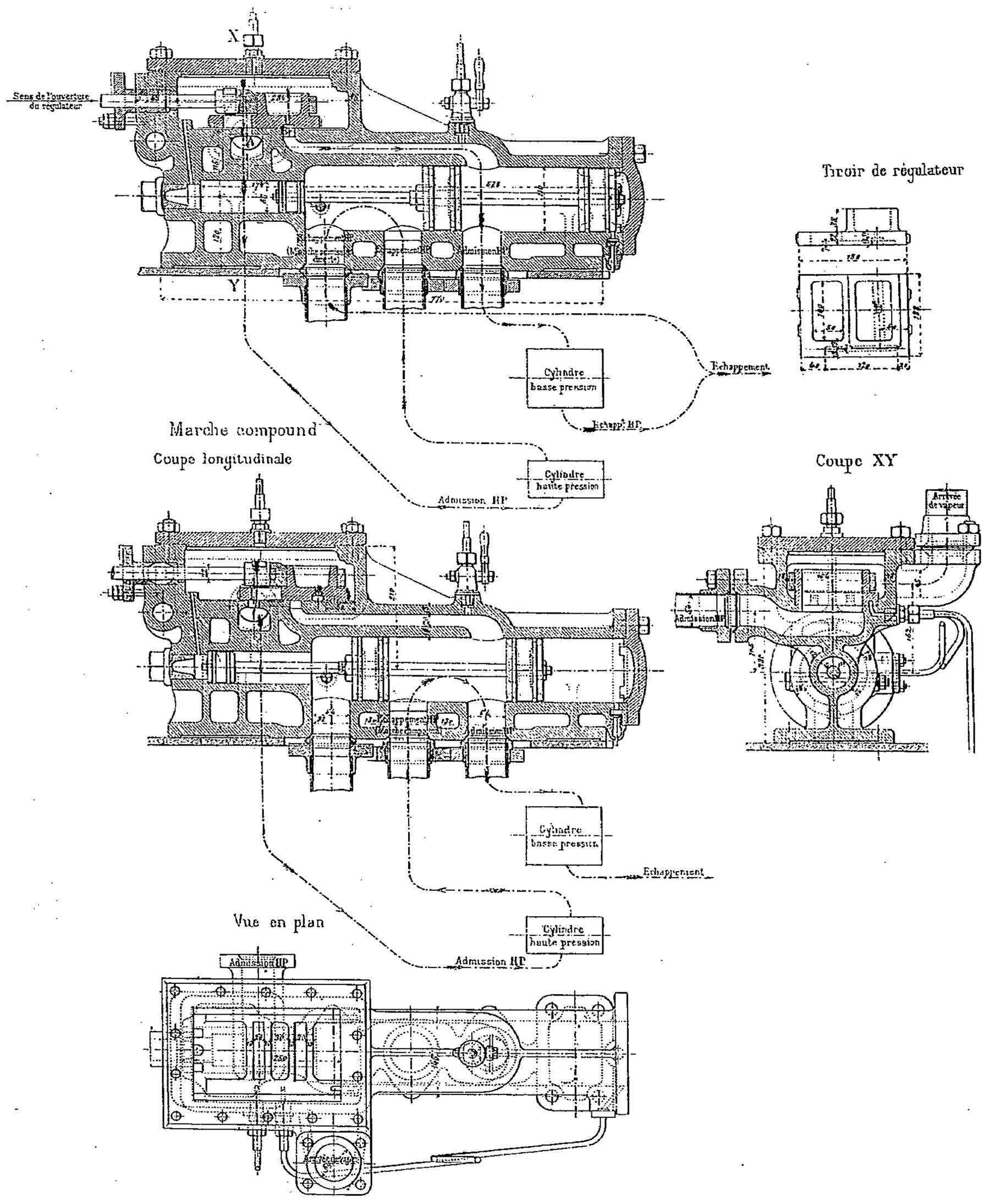


Fig. 30. — Marche en compound.

tôles 1 m² 96 ; surface de chauffe totale 8 m² 90 ; surface de grille 0 m. 52 ; nombre de tubes 144 ; diamètre de la cheminée 221 millimètres ; volume d'eau 115 litres ; volume de vapeur 109 litres ; diamètre des tubes 20 mm. 23 ; timbre 10 kg. 5. La machine à vapeur est du type pilon, compound, à distributeurs cylindriques.

Sa puissance normale est de 30 chevaux à 300 tours. Le diamètre du cylindre à haute pression est de 160 millimètres, celui du cylindre à basse pression de 240 millimètres; la course commune, 180 millimètres. Le bâti de la machine, en acier coulé, est monté sous le châssis de la voiture. Les manivelles sont à 90 degrés. La distribution est du type Walschaerts, à un seul excentrique, avec prise de mouvement sur la tige du piston. Le changement de marche est manœuvré par un levier placé à portée du conducteur, mais, pour éviter de soumettre continuellement tout le mécanisme de commande aux efforts alternatifs des organes de distribution, l'enclenchement (fig. 32) se trouve ramené au voisinage de la coulisse. Les manivelles sont protégées

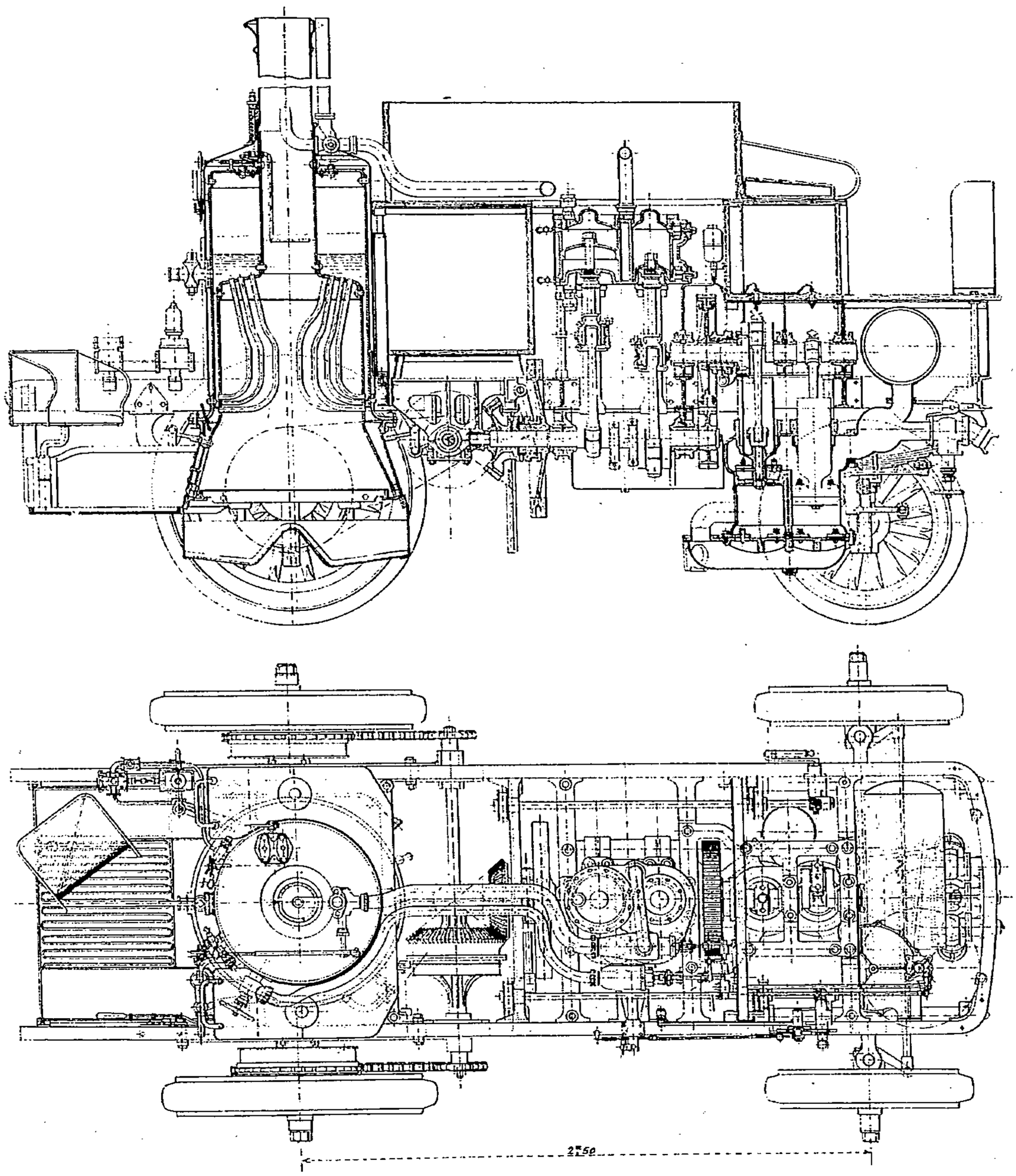


Fig. 31. — Pompe à incendies *Weyher et Richmond.*

par une enveloppe, mais l'ensemble du mécanisme reste découvert. La machine est disposée de façon à permettre l'admission directe au grand cylindre, soit pour les démarrages, soit pour la montée des rampes. Dans ces conditions, la puissance peut atteindre 45 chevaux. Les figures 33 et 34 montrent la disposition des organes qui permettent à volonté la marche en compound ou à échappement direct : *a* est l'arrivée de vapeur de la chaudière, *b* l'entrée de la vapeur au petit cylindre, *c* l'échappement du petit cylindre, *d* l'entrée au réservoir intermédiaire et par suite au grand cylindre, *e* la prise de vapeur directe du grand cylindre et *g* le tuyau

d'échappement. Dans la position de la fig. 33 (marche en compound), la vapeur arrivant en *a* passe en *b*, l'obturateur M, interceptant les communications avec *e*. D'autre part, *c* communique directement avec *d*, la communication entre *c* et *g* étant interrompue par l'obturateur N. Dans la position de la fig. 34 (marche à échappement direct), *a* et *b* restent en communication comme précédemment, mais *a* est aussi en communication avec *e*, l'obturateur M ayant avancé vers la gauche et découvert l'orifice correspondant. L'obturateur N s'étant, au contraire, déplacé vers la droite, est venu fermer la communication entre *c* et *d*, et ouvrir celle entre *e* et *g* (échappement direct). L'ensemble des deux obturateurs est commandé par un même levier L, dont la manœuvre se trouve ramenée sur la colonne de direction, à portée du conducteur. Une deuxième manette montée sur la même colonne commande la valve d'arrivée de vapeur. L'arbre de la machine à vapeur porte, à son extrémité arrière, un pignon d'angle fou, qui peut être solidarisé avec le volant par un embrayage à griffes. Ce pignon engrène avec un autre semblable, monté sur un différentiel droit, commandant l'arbre intermédiaire, relié aux roues motrices par deux chaînes. Le différentiel est pourvu d'un frein, dont la commande est placée à portée du chauffeur. Le frein ordinaire, à pédale, commandé par le conducteur, agit sur des tambours montés sur les roues motrices. Enfin, la contre-vapeur peut éventuellement être utilisée pour le freinage. L'arbre de la machine à vapeur porte, à l'avant, un pignon droit qui commande,

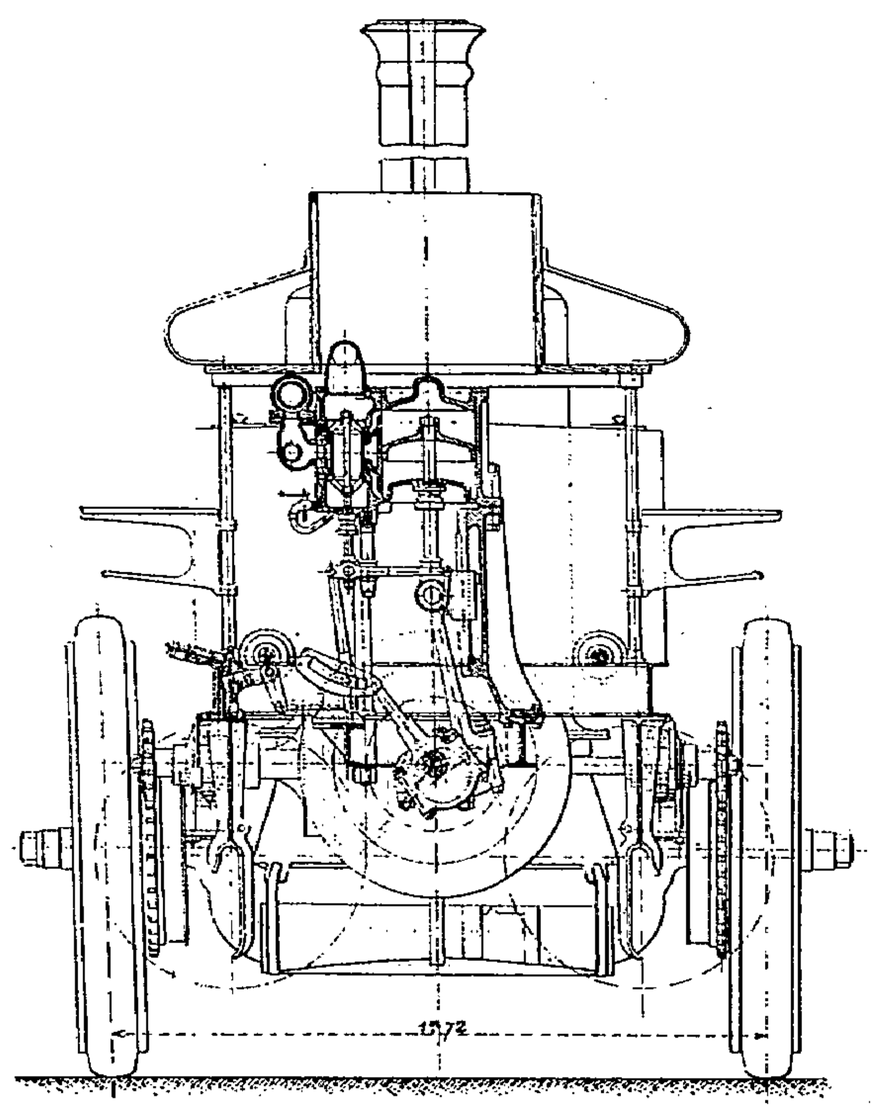


Fig. 32.

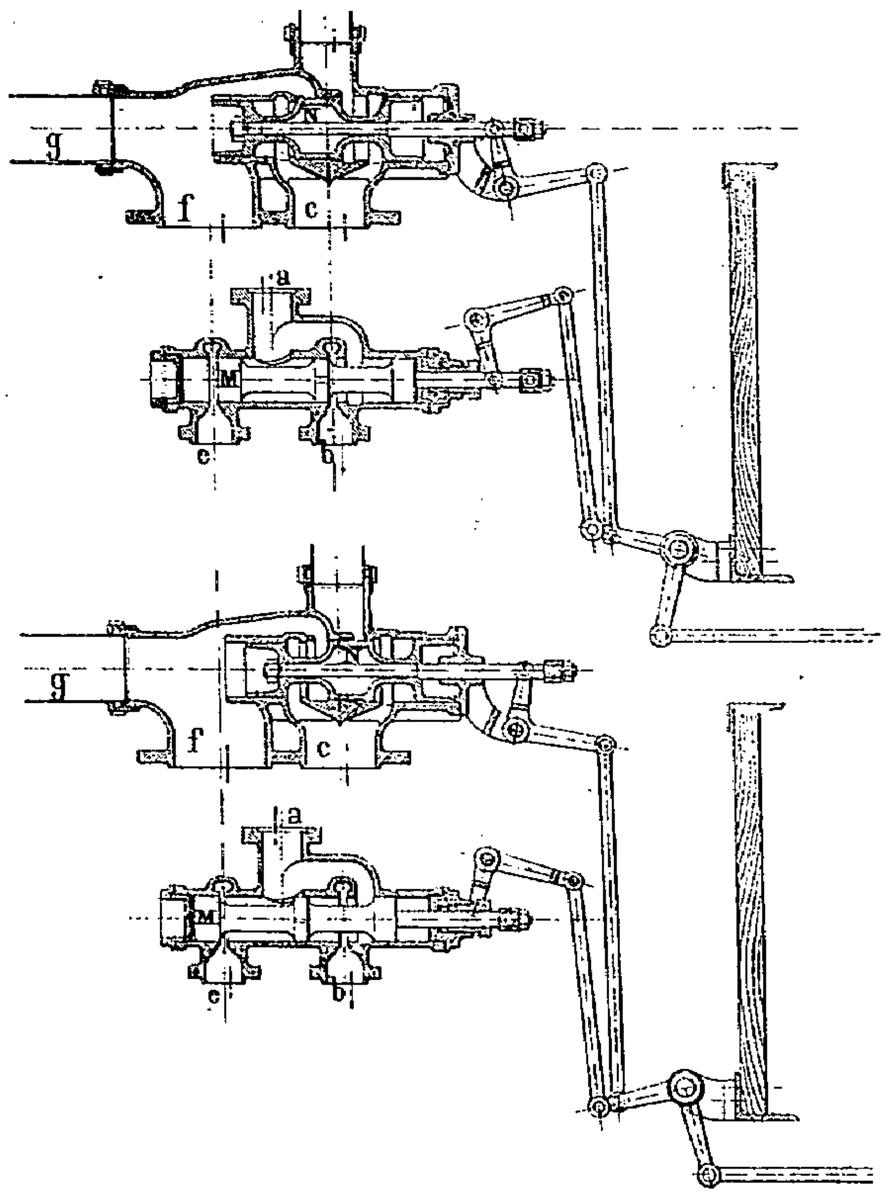


Fig. 33 et 34.

dans le rapport de 1 à 2, une roue montée folle sur l'arbre de la pompe, mais qui peut être solidarisée avec cet arbre par un embrayage. La commande de ces deux embrayages (celui de la traction et celui de la pompe) est conjuguée de telle sorte que les deux ne peuvent être mis en prise en même temps ; mais ils peuvent être débrayés tous deux à la fois, pour faire au besoin tourner la machine seule. La vitesse normale de la pompe est donc de 150 tours ; elle est susceptible d'être très notablement augmentée pour forcer le débit. La pompe est à deux cylindres, différentielle, et le piston supérieur forme en même temps le fourreau de la bielle. Son bâti est monté au-dessus du châssis, et son arbre est à deux manivelles, à 90 degrés. Elle est entièrement en bronze. Le diamètre du piston inférieur est de 200 millimètres; celui du piston supérieur, de 142 millimètres; la course, de 180 millimètres. Dans ces conditions, le débit au refoulement est pratiquement continu ; néanmoins, le refoulement est pourvu d'un réservoir d'air, en cuivre. Les clapets sont en caoutchouc armé. L'aspiration est également munie d'un réservoir d'air. Le nombre de prises est de deux à l'aspiration et trois au refoulement. Une soupape de sûreté, montée sur le réservoir de refoulement, assure le retour de l'eau à l'aspiration en cas d'interruption brusque. La valve de la machine à vapeur est pourvue d'une seconde poignée de manœuvre, accessible depuis le sol, et qui est utilisée pendant le fonctionnement de la pompe. Un levier, qui commande en même temps toutes les purges, est à la portée du conducteur et peut également se manœuvrer du sol. Le débit normal est de 1.800 litres par minute, sous la pression de 4 kilogrammes. L'ensemble du véhicule présente les dimensions suivantes: Empattement 2 m. 50; voie (à l'avant et à l'arrière) 1 m. 72; diamètre des roues avant 0 m. 90 ; diamètre des roues arrière 1 m. 20. Les quatre roues sont munies

de bandages en caoutchouc plein. La direction est commandée par un volant qui, par une première démultiplication, agit sur un arbre vertical. Celui-ci actionne, par l'intermédiaire d'un secteur denté et d'une biellette, la bielle de jonction des leviers de l'essieu brisé. La pompe est entièrement autonome, en ce qu'elle transporte avec elle, sans fourgon auxiliaire, le personnel et tout l'armement nécessaire pour sa mise en action. Elle est pourvue d'un coffre à accessoires, d'un coffre à tuyaux, et de deux sièges latéraux pour quatre hommes chacun. Le personnel se compose ainsi de onze hommes, y compris le chauffeur. La pompe porte également 600 mètres de tuyaux de refoulement, quatre tuyaux d'aspiration et des lances de divers diamètres. Deux dévidoirs, suspendus latéralement à des treuils à vis, permettent de procéder à deux « établissements » en même temps. Pour la montée, les dévidoirs sont guidés par des pièces en acier coulé (fig. 32) qui forment à leur partie supérieure une fourche dans laquelle vient s'engager l'axe. Le poids de la pompe en ordre de marche, y compris onze hommes, l'eau, le charbon, etc., est d'environ 6.000 kilog. Sa vitesse normale est de 24 kilomètres à l'heure Elle a atteint, aux essais, 30 km. 5. La mise en pression de la chaudière, à partir de l'eau froide, demande huit à dix minutes. Dans les conditions ordinaires d'emploi de la pompe, elle ne

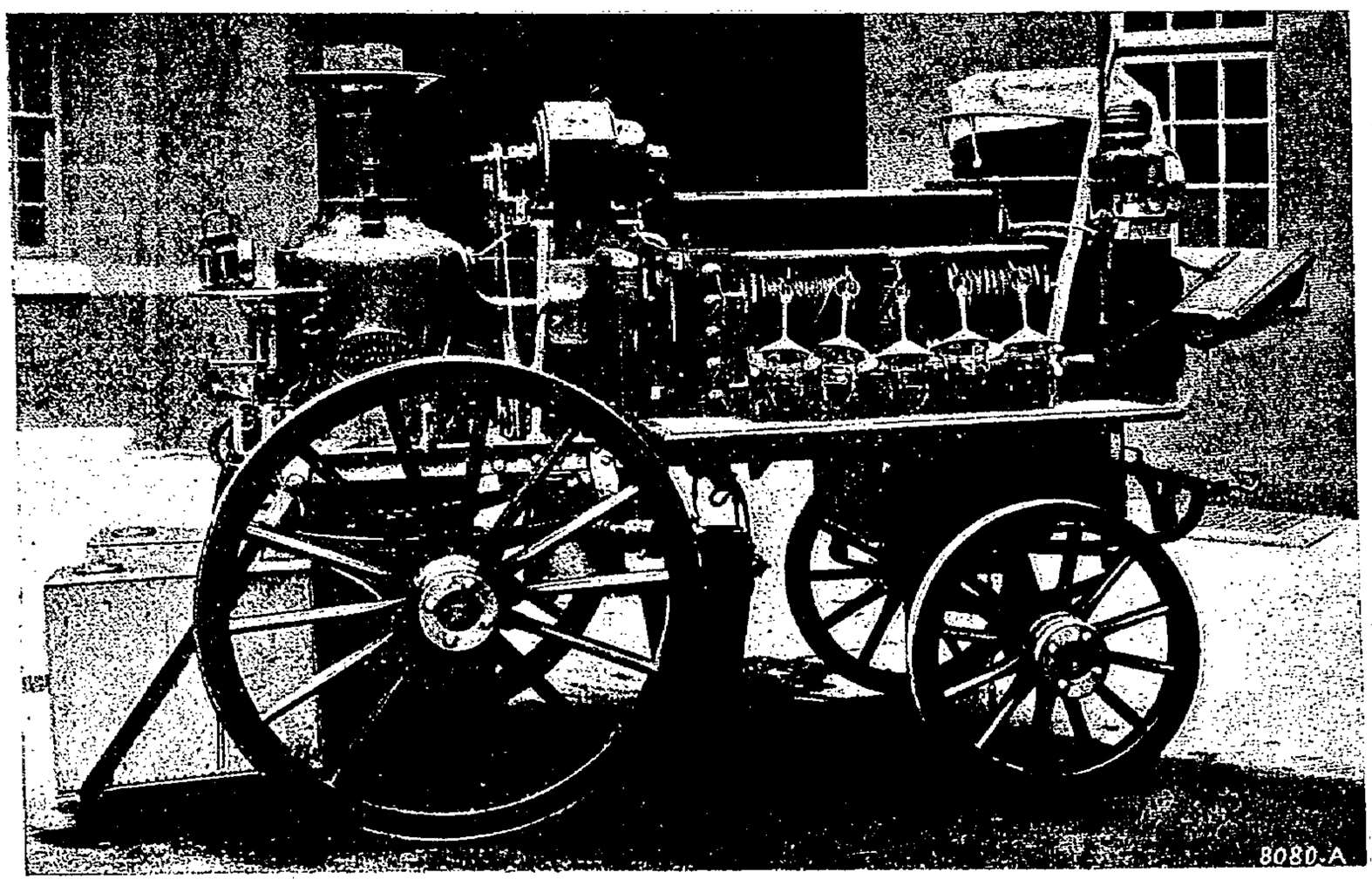


Fig. 34. — Pompe à incendies *Merryweather*.

demande que trois et demie à quatre minutes à partir du signal d'alarme, l'eau étant maintenue à 100 degrés par le dispositif de rampe à gaz déjà employé sur les pompes ordinaires. Ce délai se trouve racheté, et au delà, dans la plupart des cas, c'est-à-dire lorsque le trajet est un peu long, par la vitesse plus élevée de l'automobile. (Pour plus de détails voir le brevet anglais *Vilquin* N° 27514 de 1903).

Pompe à incendie Merryweather, chauffée au pétrole (*Engineering, 29 janvier, p. 149*). Le foyer est (fig. 34) à brûleur de pétrole Kermode (*Revue de Mécanique, mai 1899, p. 692*) alimenté (fig. 35) de pétrole par A, avec réglage en B ; le manomètre D donne la pression du jet de vapeur ; le brûleur est en J, alimenté de pétrole par les réservoirs I et H, au travers du robinet E. Ce pétrole entre au centre du brûleur (fig. 36) et reçoit, de l'aiguille du brûleur, un mouvement hélicoïdal, la vapeur enveloppe le cône de l'aiguille, et est entourée de la nappe d'air à directrices hélicoïdales auxquelles il arrive par un anneau avec orifices réglables. La pression, en ce brûleur, varie de 1 kg. 10 à 1 kg. 4 ; la combustion, réglable sur une grande étendue, est fumivore. La pompe est pourvue d'une dynamo fournissant l'éclairage par des lampes au bout de longs câbles flexibles.

Pompes des docks de Chatam (*Engineering, 26 février, p. 294*). Cette installation comprend (fig. 37) des pompes centrifuges et des pompes à pistons, pour achever la vidange après les pompes centrifuges. Les deux pompes centrifuges, à roues de 2 m. 45 de diamètre, sont commandées chacune par (fig. 38 et 39) un moteur horizontal compound à condenseur par surface à cylindres de 400 et 810 millimètres de diamètre × 610 de course, orthogonaux et attaquant la même manivelle de l'arbre vertical des pompes de 13 m. 50 de long × 210 millimètres de diamètre ; cylindres à enveloppes avec couvercles et pistons en acier ; glissières circulaires ajustables ; distribution au petit cylindre par un tiroir-piston et au grand par un tiroir-plan équilibré et à double entrée ; bâti en caisse disposé de manière à permettre de disposer la manivelle dans l'axe du puits de la pompe ; stuffing-box à

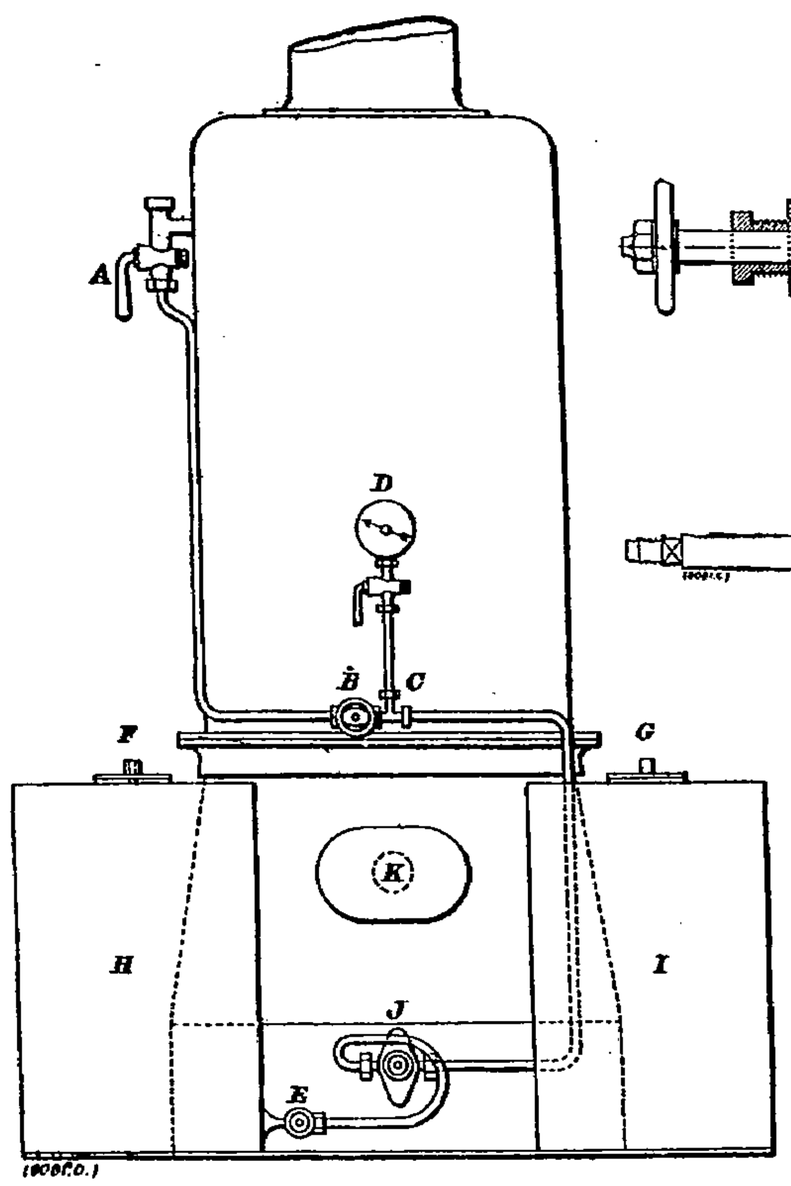


Fig. 35.

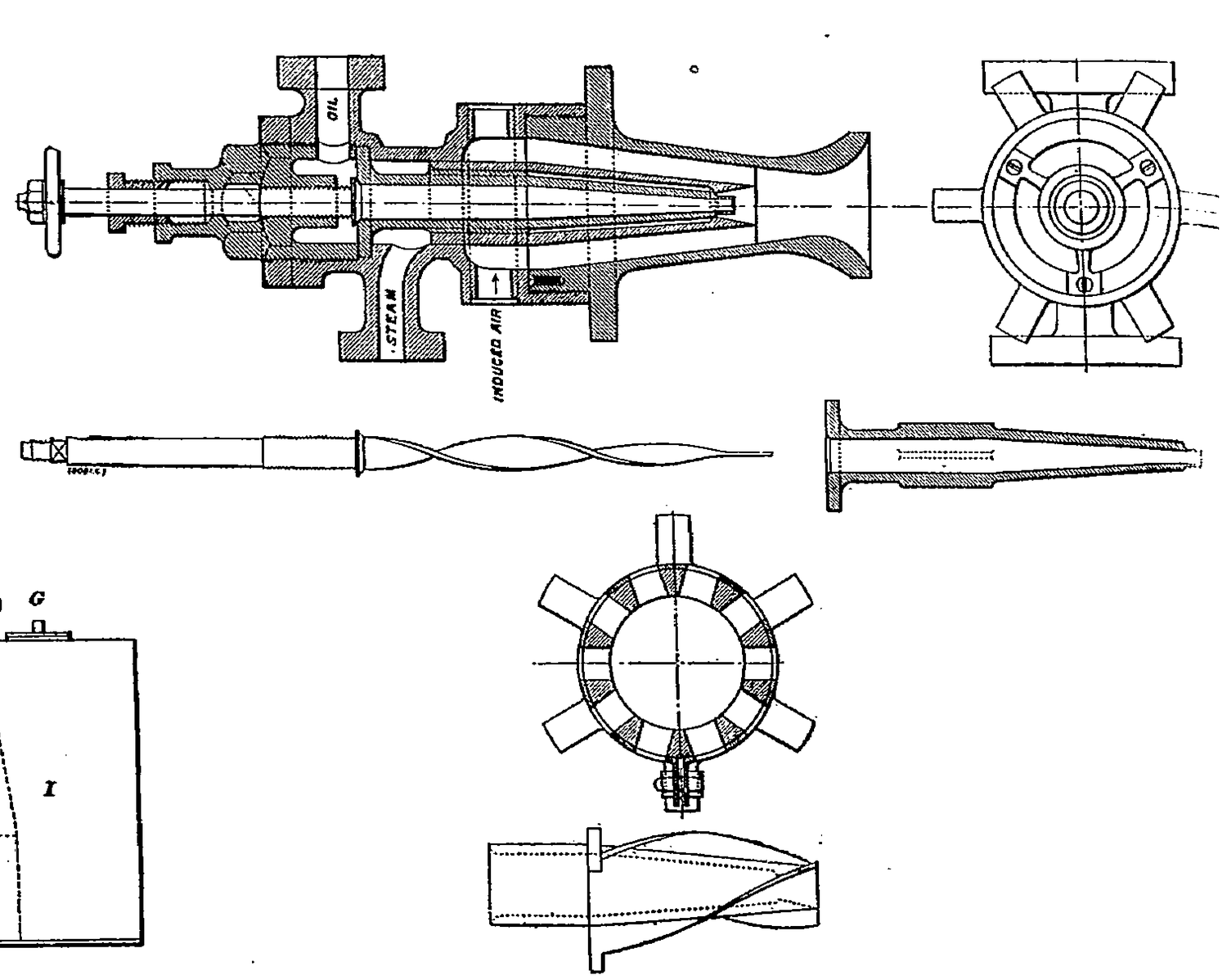


Fig. 36. — Brûleur de pétrole *Kermode*.

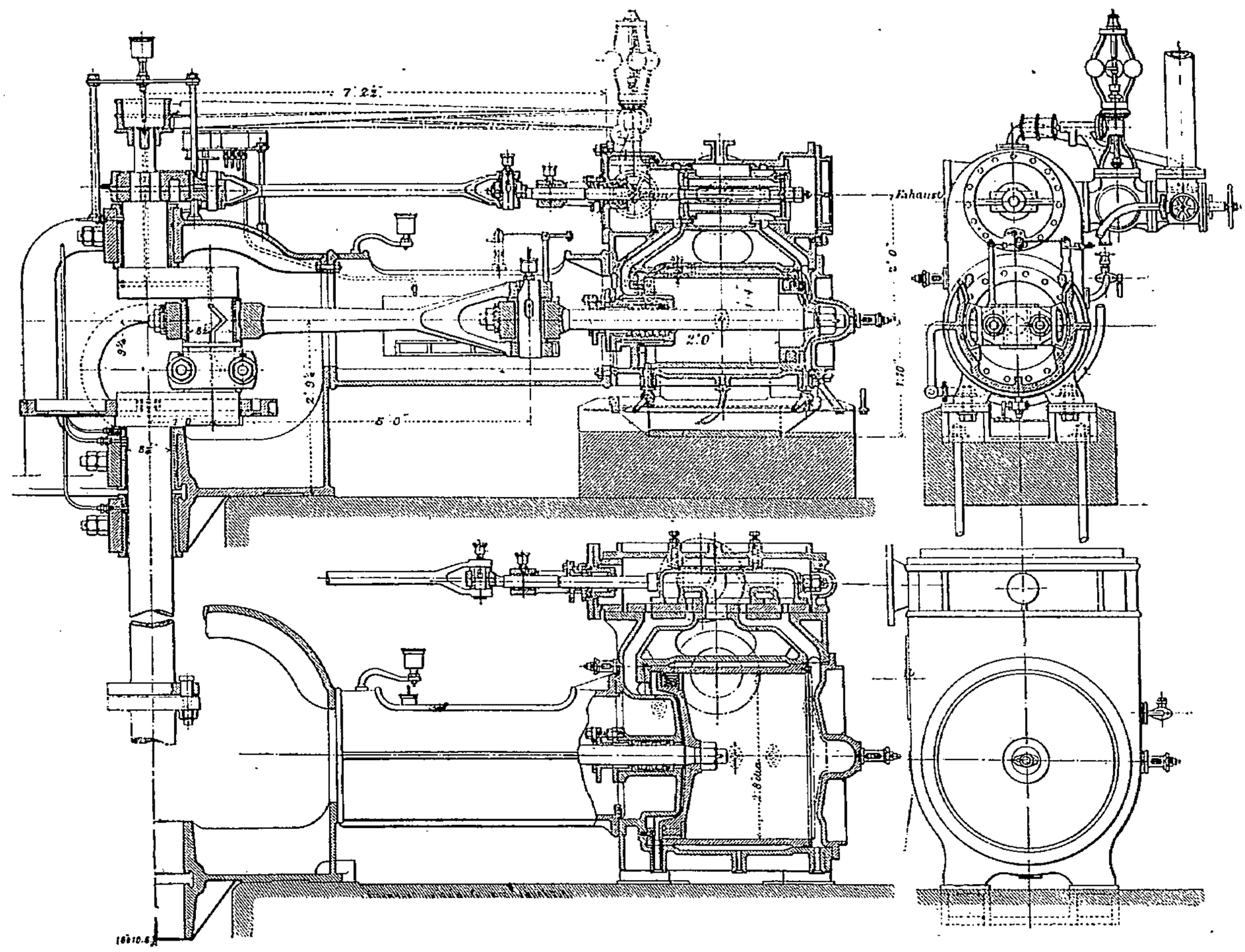


Fig. 38. — Commande des pompes centrifuges des docks de *Chatam*.

garnitures métalliques. La poussée de la pompe est reçue par une butée sur la seconde poutre du puits avec bain d'huile et enveloppe d'eau. Les coussinets de l'arbre des pompes sont en bronze,

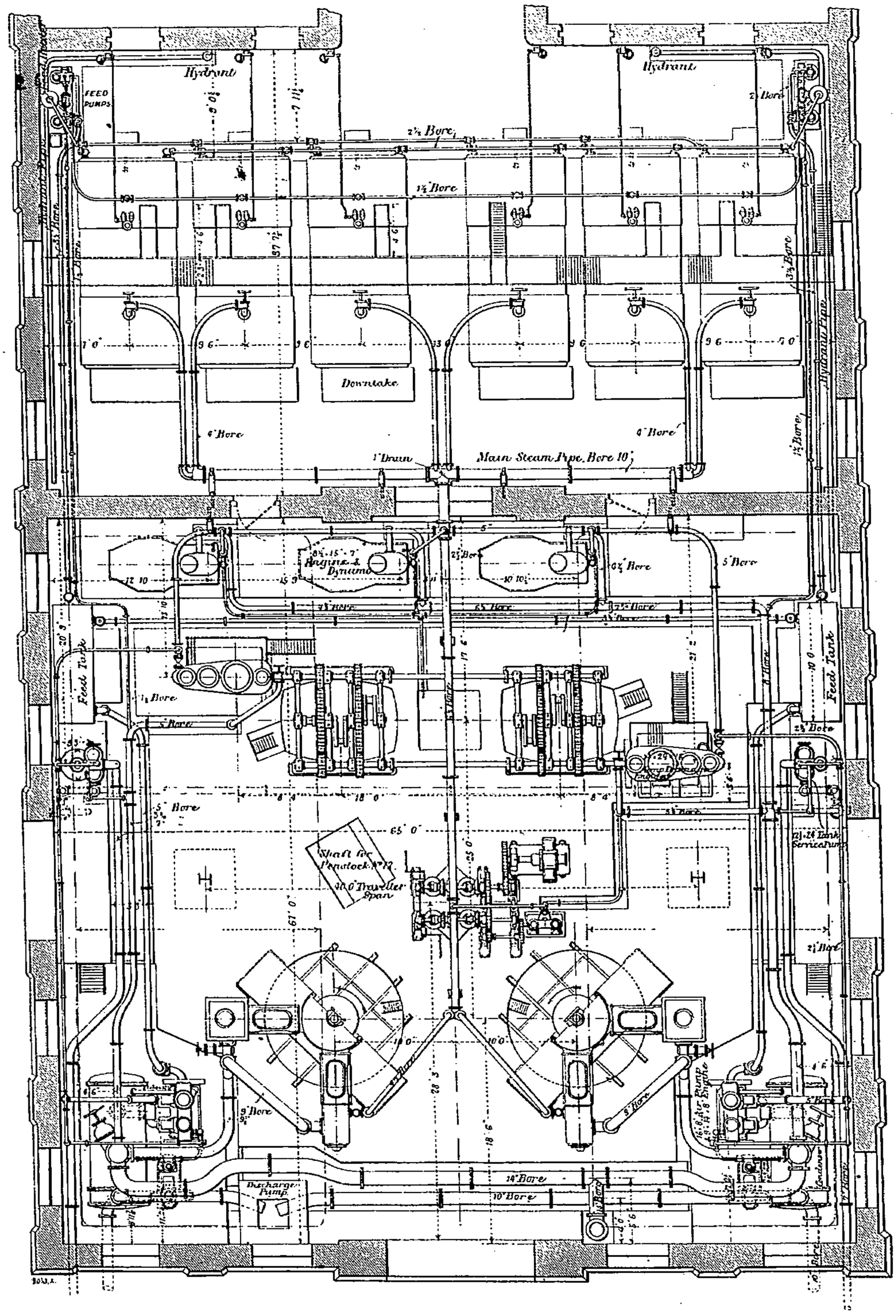


Fig. 37. — Pompes des docks de *Chatam*. Plan de l'installation.

avec paliers ajustables à garniture de gaïac. Débit, à 122 tours par minute, 16.500 mètres cubes par heure, à une hauteur de 11 m. 60. Les deux pompes à pistons sont chacune triples à simple effet (fig. 40) avec trois cylindres de 560 × 1 m. 22 en bronze, clapets en bronze; larges regards

d'inspection ; tiges en tubes d'acier avec bouts soudés et guidages garnis d'antifriction. Ces pompes sont commandées par des machines verticales compound à cylindres de 355 et 610 × 405 de course, avec enveloppes et distributeurs cylindriques en détente Meyer pour le petit cylindre, attaquant les pompes par des trains d'engrenages permettant à chacune d'elles d'être commandée par l'une ou l'autre des machines ; ces pompes peuvent lever 1.500 tonnes d'eau par heure à 17 mètres. La station est desservie par deux condenseurs permettant de condenser chacun 13.600 kilog. de vapeur par heure ; chacun d'eux se compose d'un condenseur à surface Allen de 280 mètres avec

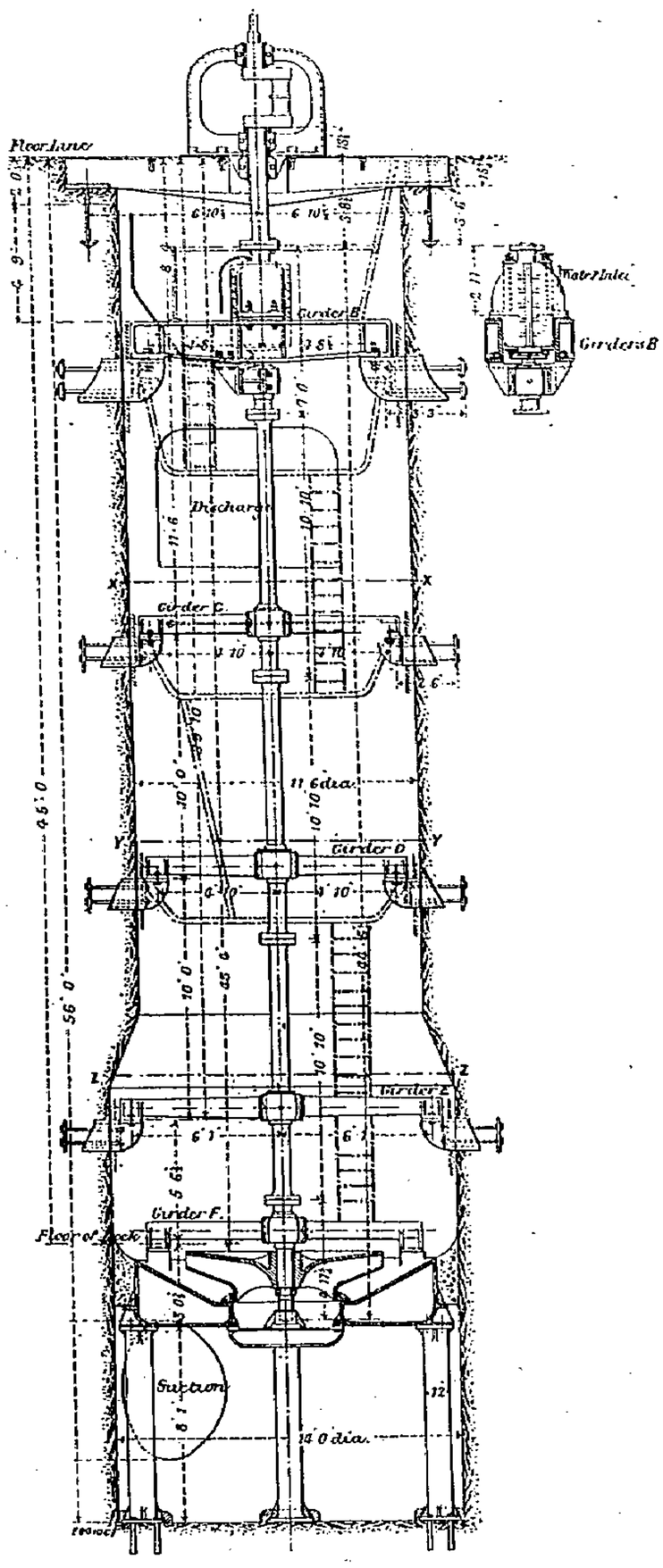


Fig. 39. — Pompes des docks de *Chatam*.
Pompes centrifuges.

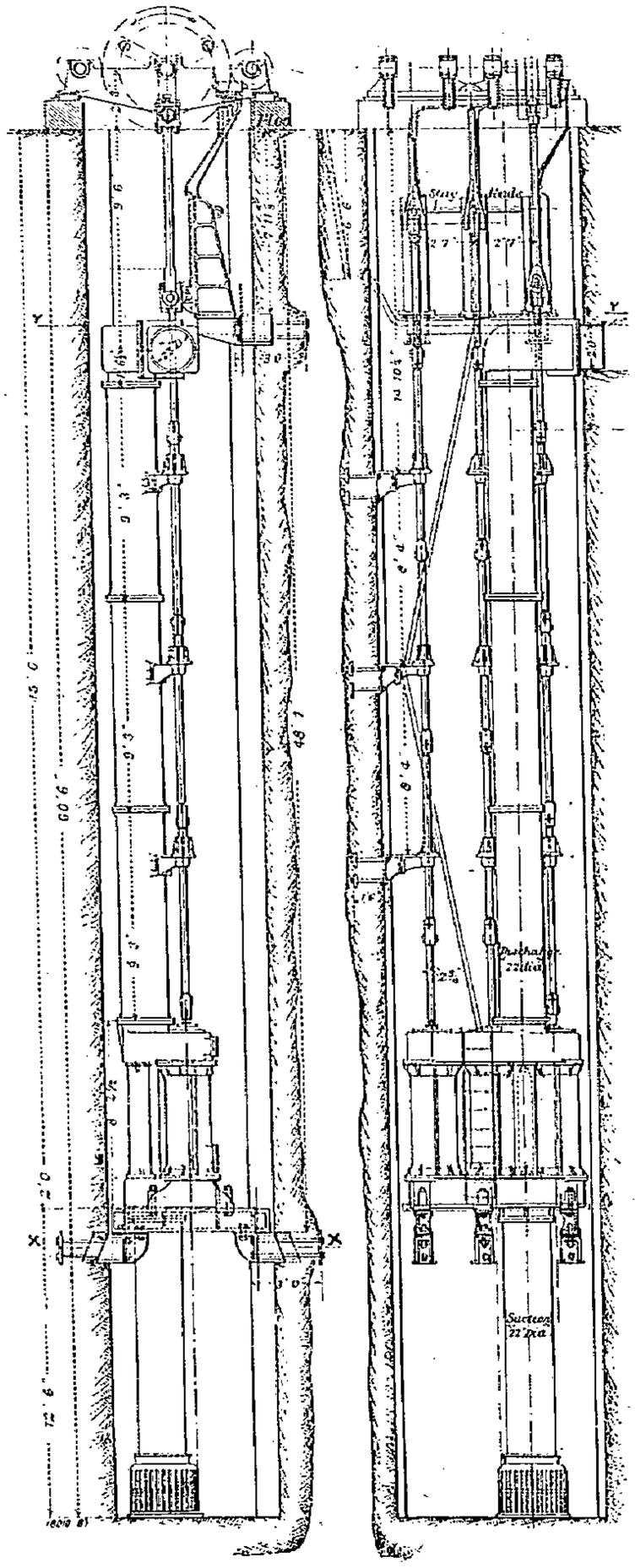


Fig. 40. — Pompes des docks de *Chatam*.
Pompes à pistons.

pompes Edwards de 400 × 100 de course commandées directement par une compound à cylindres de 230 et 355 × 100 de course, maintenant un vide de 635 millimètres, et déchargeant leur eau dans les réservoirs d'alimentation, d'où elle descend aux pompes alimentaires. Pression aux chaudières 10 kg. 5. Construit par *Allen*, Bedford.

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS

Le Gérant : Vve Ch. Dunod.

SUR LES PHÉNOMÈNES DE LA COMBUSTION
DANS LES MOTEURS FIXES A ALCOOL

Par M. **Sorel.**

(*Suite*) [1].

Dans les notes précédentes, je me suis attaché à étudier les phénomènes d'ordre physique ou chimique qui peuvent exercer une influence plus ou moins grande sur les résultats de la combustion, mais qui peuvent se produire avant l'inflammation proprement dite.

Je ne sais s'il me sera donné de faire des expériences sur des moteurs pour continuer mes études. En tout cas, il est un certain nombre de faits peu connus de beaucoup de constructeurs et d'ingénieurs qu'il est bon de mettre en lumière. Cette note constitue, en quelque sorte, une préface à des études ultérieures sur la combustion vive dans les moteurs.

La presque totalité des moteurs à explosion sont à quatre temps, c'est-à-dire que le mouvement du piston détermine : 1° l'aspiration du mélange combustible plus ou moins bien préparé dans un organe spécial nommé carburateur ; 2° la compression du mélange introduit ; 3° l'inflammation du mélange suivie instantanément du refoulement du piston et de la détente des gaz très chauds provenant de la combustion ; 4° l'expulsion des gaz brûlés.

D'après cette description, on comprend que chaque explosion, cause d'un travail utile, ne se produit qu'une fois tous les deux tours de l'arbre du volant.

La chaleur dégagée par la combustion du mélange explosif n'est que très imcomplètement transformée en travail. Une partie de cette chaleur est enlevée par les gaz expulsés au quatrième temps : une autre partie, représentant souvent 40 p. 100 à 50 p. 100 de la chaleur totale, est cédée aux parois du moteur.

Cette quantité énorme de chaleur cédée au moteur en élèverait rapidement la température au point de faire voiler les soupapes, de brûler les huiles de graissage et finalement de déterminer l'inflammation et l'explosion du mélange combustible pendant le deuxième temps, créant ainsi un travail négatif très brusque, capable d'arrêter le moteur et de le détériorer rapidement par des chocs violents.

Il faut donc absorber une quantité convenable de la chaleur cédée aux parois pour éviter ces auto-inflammations intempestives. Dans les petits moteurs d'automobiles à marche rapide, le renouvellement de l'air à la surface du cylindre moteur muni de cannelures suffit à absorber l'excès de chaleur cédé aux parois du cylindre ; dans les appareils plus puissants on recourt à la circulation d'une quantité convenable d'eau dans une double enveloppe entourant le cylindre proprement dit et la soupape d'échappement.

Or, jusqu'ici, on n'a pas réussi à employer, dans les moteurs à explosion, les systèmes de régulation si perfectionnés des moteurs à vapeur ; le plus souvent on recourt à la marche par tout ou rien, c'est-à-dire que chaque explosion se fait avec la même puissance. Le moteur est calculé pour produire à chaque troisième temps un travail moteur supérieur

1. *Revue de Mécanique*, février 1904.

au travail absorbé pendant les quatre temps, l'uniformité de marche étant, pendant chaque période, obtenue grâce à l'emploi d'un volant très lourd. Il en résulte que le moteur devant, à chaque explosion, développer un travail trop grand, l'allure irait toujours en s'accélérant, et la température intérieure en s'élevant, si l'on ne recourait à l'emploi d'un régulateur de vitesse qui agit sur la soupape de refoulement pour la laisser ouverte pendant le premier et le deuxième temps de façon à empêcher toute aspiration de gaz combustible. Tout travail moteur étant anéanti, la machine tend à s'arrêter et dès que le ralentissement est suffisant, le régulateur cesse d'agir et une nouvelle quantité de gaz combustible est aspirée au premier temps : le cycle des opérations recommence donc, jusqu'à ce que le régulateur agisse de nouveau.

Mais, pendant chaque *marche à vide*, comme il est impossible d'agir sur l'alimentation en eau de l'enveloppe sous peine de trop compliquer le mécanisme, les parois du cylindre se refroidissent : il peut en résulter les inconvénients dus à la condensation d'une partie du combustible signalés dans une précédente note; de plus, forcément le mélange gazeux n'atteint pas dès la première combustion sa température maximum : il y a donc pour deux raisons perte de rendement. A mesure que le cylindre se réchauffe, la combustion et le rendement s'améliorent jusqu'à une nouvelle interruption.

Mais il peut arriver qu'on leste tellement la machine qu'il n'y ait plus de marche à vide ; il peut alors se faire que le refroidissement devienne insuffisant : l'inflammation devient anticipée et la machine cogne.

Un autre mode de réglage consiste à actionner mécaniquement la soupape d'admission par le régulateur de façon à n'introduire de nouveau mélange combustible que pendant une phase convenable de l'aspiration. On est exposé à des combustions incomplètes; là encore il y a refroidissement de l'enveloppe.

Si l'on n'intervient pas sur l'alimentation en eau de la double enveloppe, le moteur marchera à allure d'autant plus froide que le travail transmis sera plus faible par rapport au travail moteur dont la machine est capable.

Par contre, si l'on demande au moteur toute sa puissance et si l'on ne dispose pas d'un moyen de refroidissement suffisant, il arrivera un moment où la réaction deviendra de plus en plus vive et où pendant l'inflammation il n'y aura, pour ainsi dire, plus de transmission de chaleur à l'enveloppe.

Les conditions de marche du moteur sont donc comprises entre deux extrêmes qui ne sont d'ailleurs jamais réalisés : la réaction *isothermique*, c'est-à-dire se faisant à température constante, et la réaction *adiabatique*, c'est-à-dire ne cédant aucune quantité de chaleur à l'extérieur.

Nous allons voir que l'allure de ces deux réactions est absolument différente et entraîne deux marches très différentes du moteur.

Supposons qu'au bout d'un temps t, compté à partir du début de la réaction, il y ait une massse m produite aux dépens des corps mis en présence soit à pression constante, soit à volume constant, qu'au temps t' corresponde la masse m', nous conviendrons d'appeler *vitesse moyenne* de la réaction le rapport $\frac{m' - m}{t' - t}$, et *vitesse* de la réaction la limite de ce rapport : $v = \lim. \frac{m' - m}{t' - t}$.

De même, si les vitesses de réaction sont v et v' aux temps t et t', nous appellerons *accélération* de la réaction la quantité $\gamma = \lim. \frac{v' - v}{t' - t}$.

Or, on peut poser en principe les propositions suivantes, pour ce qui concerne les réactions produites à température constante soit sous pression invariable, soit sous volume invariable :

La vitesse de la réaction diminue à mesure qu'augmente, dans le système, la masse m des corps engendrés par cette réaction. S'il peut se produire un état d'équilibre, la vitesse de la réaction tend vers zéro à mesure que la valeur de m s'approche de la valeur μ correspondant à cet état d'équilibre.

D'autre part, la température a une influence considérable sur la vitesse de la réaction.

D'une façon générale, *la valeur de* m, *pour un système, étant donnée, la vitesse de réaction croît très rapidement quand la température augmente, toutes choses égales d'ailleurs.*

Toutefois, cette proposition n'est applicable que si, dans la zone de température considérée, la réaction est illimitée et peut devenir intégrale, ou si, dans le cas d'une réaction limitée, la limite de réaction est indépendante de la température ou croît avec elle.

C'est ainsi que, pour prendre un exemple soigneusement étudié, Berthelot ayant observé que, dans le phénomène d'éthérification en vase clos (volume constant) du mélange alcool et acide acétique, la limite d'éthérification est de 0,6 entre 7° et 200°, a trouvé que la vitesse de réaction est 22.000 fois plus grande à 200° qu'à 7°.

Ceci posé, communiquons à un système une petite variation de composition et de température. En vertu du principe de la superposition des petits mouvements, nous pouvons faire subir à la masse m une variation l'amenant à sa valeur définitive m' sans faire varier la température, puis porter le système de la température T à la température T'.

Dans la première transformation, d'après le premier principe posé ci-dessus, puisque la réaction a augmenté à température constante, la vitesse a diminué, on peut donc représenter la variation de vitesse par $(-\alpha)(m' - m)$.

D'autre part, si la température s'élève, sous la réserve ci-dessus, la vitesse augmente avec la température, la variation de vitesse correspondant à celle de la température pourra être représentée par $(+\beta)(T' - T)$.

Superposant les deux variations, nous aurons définitivement :

$$v' - v = -\alpha(m' - m) + \beta(T' - T).$$

Or, si la réaction est isothermique, T' — T est nul; on trouve donc $\frac{v' - v}{t' - t} = -\alpha \frac{m' - m}{t' - t}$, ou $\gamma = -\alpha v$.

Le propre d'une réaction isothermique est donc que l'accélération est négative. — On dira, dans ce cas, que la réaction ne peut s'emballer, qu'elle est modérée.

Mais il peut en être autrement dans le cas de *réactions adiabatiques.* Ces réactions sont un cas extrême, car il faut admettre que, pendant qu'elles s'opèrent, il ne se produit aucune communication de température entre le système considéré et ce qui l'entoure.

Si la réaction se produisait à température constante, elle dégagerait, par unité de poids du système, une quantité de chaleur représentée par $l(m' - m)$, l étant la chaleur mise en jeu quand la réaction, dans les conditions actuelles, transforme l'unité de poids de matière transformable : cette quantité peut d'ailleurs s'écrire $lv(t' - t)$.

D'autre part, si la température variait seule, la réaction absorberait une quantité de chaleur $c \times (T' - T)$, c étant la chaleur spécifique moyenne du système dans les conditions de température considérées.

La chaleur totale dégagée C est donc de :

$$C = lv(t' - t) - c(T' - T).$$

Or, la réaction étant adiabatique, il n'y a pas de chaleur dégagée, on a donc :

$$T' - T = \frac{lv}{c}\, t' - t).$$

Reportant cette valeur dans l'équation générale, nous trouvons :

$$v' - v = -\alpha\,(m' - m) + \beta\frac{lv}{c}(t' - t),$$

et, divisant les deux membres par $t' - t$:

$$\gamma = \left(-\alpha + \beta\,\frac{l}{c}\right)v.$$

Si nous considérons seulement les réactions exothermiques, comme les combustions qui nous occupent, l est positif, c l'est par définition, nous avons vu que β l'est également, donc *dans le cas d'une réaction adiabatique, l'accélération de la réaction est plus grande que dans le cas d'une réaction isothermique.*

Dans le cas d'une réaction adiabatique, la valeur de γ étant une différence, il peut se présenter des cas où $\frac{\beta l}{c}$ devient plus grand que α en valeur absolue, l'accélération est alors positive : par suite, la vitesse de la réaction et l'élévation de température vont constamment en croissant, on dit que la réaction s'emballe ou est explosive.

On voit donc qu'une même réaction peut ou non être explosive, la température initiale, la composition du mélange, la pression ou le volume étant les mêmes, suivant la température. Nous en déduirons plus loin des conséquences au point de vue de la forme à donner au cylindre suivant la pression et le combustible adoptés.

Ainsi une variation explosive dans une enceinte imperméable à la chaleur peut devenire modérée si on la rend isothermique.

Un exemple intéressant de cette conséquence est fourni par la divergence entre les études de Mitscherlisch, d'une part, de Mallard et Le Chatelier d'autre part, enfin d'A. Gautier et Hélier sur les températures d'explosion du mélange $H^2 + O$. Il est clair que des observateurs de cette valeur n'ont pas commis d'erreur d'expérience : c'est donc à des conditions spéciales, aux méthodes expérimentales qu'il faut attribuer les énormes différences que présentent les chiffres de ces auteurs. Tandis que Mallard et Le Chatelier estiment que la température d'inflammation est voisine de 550°, Mitscherlich la fixe finalement à 674°, tandis que A. Gautier et Hélier lui donnent pour valeur 845°.

On trouve assez facilement les raisons de telles différences en étudiant de plus près les conditions du phénomène. A. Gautier et Hélier opéraient en présence d'une masse considérable de porcelaine divisée portée à la température de l'expérience. Cette masse formait donc volant de température : la réaction était très sensiblement isothermique, dans les autres expériences elle ne l'était pas ; aussi A. Gautier et Hélier ont-ils pu pousser la réaction tranquille presque jusqu'à la combinaison complète, tandis que les autres opérateurs sont passés par tous les degrés de combinaison plus ou moins adiabatique jusqu'au moment où la valeur de γ devenait positive, et par suite la réaction explosive.

La composition du mélange joue aussi un grand rôle dans la relation :

$$\gamma = \left(-a + \frac{\beta l}{c}\right)\, v$$

c représente, somme toute, la chaleur absorbée pour élever de un degré la masse totale du système, cette quantité varie donc avec la composition du système, elle est minimum quand on n'a en présence que les corps capables de réagir pour donner la combinaison intégrale, et croît à mesure qu'on ajoute au système un des réactifs en excès ou un élément étranger incapable de réagir : cet élément peut d'ailleurs être constitué par les produits de la réaction. Cette façon de modérer la réaction est très souvent utilisée en analyse eudiométrique.

Mais revenons à ce qui précède. L'exemple des mélanges d'hydrogène et d'oxygène, des mélanges d'oxyde de carbone et d'oxygène pour lesquels nous avons fourni les résultats expérimentaux dans la note précédente, et beaucoup d'autres, nous amènent à cette notion que, pour une composition donnée, il ne peut se combiner, à une température donnée, qu'une fraction déterminée m de la masse M capable d'entrer en réaction, et que la valeur de m croît d'ailleurs avec la température, pour tendre lentement vers la valeur M. D'autre part, à ces mêmes températures, le produit de la combinaison est incapable de se décomposer en ses éléments ; on dit alors qu'il y a *équilibre apparent* ou *faux équilibre*.

Si nous prenons pour abscisses les températures, pour ordonnées les rapports limites $\mu = \frac{m}{M}$, correspondant à chaque température, chaque équilibre limite apparent sera représenté par un point d'une courbe coupant la ligne des abscisses à un point T_0, s'élevant rapidement d'abord pour devenir asymptote à l'horizontale $\mu = 1$.

Cette courbe séparera le plan en deux zones, à gauche la zone des équilibres apparents, à droite celle des combinaisons intégrales.

Mais si nous remarquons que la valeur de β contenue dans la relation

$$\gamma = \left(-\alpha + \frac{\beta l}{c}\right) v,$$

croît généralement avec la température, nous pourrons souvent, dans l'étude des réactions adiabatiques, rencontrer dans la zone de droite, où la température et la composition permettent une combinaison intégrale, deux sous-zones : l'une où γ est négatif : c'est la région des combinaisons intégrales modérées ; l'autre où il est positif : alors on est dans la région des combinaisons explosives.

Dans beaucoup de cas, γ est toujours négatif, il ne peut exister que des réactions modérées ; la seconde sous-zone n'existe pas.

Lorsque les deux sous-zones considérées existent, elles sont elles-mêmes séparées par une courbe limite dépendant à la fois de la température et du taux p. 100 du composé formé ou introduit d'avance par rapport à la masse totale transformable, ainsi que de la masse de corps inertes (fig. 1).

La ligne LL′ est la limite entre les équilibres apparents et les réactions modérées ; la ligne EE′ est, de même, pour un système déterminé, la limite entre la zone des combustions modérées et celle des réactions explosives.

Le point L, correspondant à la valeur $\mu = 0$, est ce qu'on nomme le *point de réaction* ; on pourrait, par analogie, appeler le point E le point d'explosion.

On pourrait déterminer des points analogues, qui prendraient les noms de points relatifs de réaction ou d'explosion, pour des mélanges contenant une quantité m de produits identiques à ceux de la réaction telle que $m = \mu M$. Il suffit de mener par l'ordonnée μ' une horizontale jusqu'à la rencontre avec les deux courbes.

La courbe limite LL′ présente des propriétés remarquables, qu'il est bon de connaître. Imaginons qu'un point a de cette courbe représente un état du système et qu'il se produise une réaction isothermique augmentant la valeur de μ. La température restant

constante, l'état représentatif de la réaction sera figuré par un point de l'ordonnée de a situé forcément au-dessus de a, et par suite dans la zone des équilibres apparents. La réaction isothermique ne pourra pas se continuer.

Étudions le cas extrême opposé, où les réactions sont adiabatiques, c'est-à-dire se passent dans une enceinte imperméable à la chaleur.

Le coefficient angulaire tg φ de la tangente en un point a de la courbe limite des équilibres apparents est limite $\frac{\mu' - \mu}{T' - T}$.

Mais, par suite de la position du point a sur la ligne limite LL' des équilibres appa-

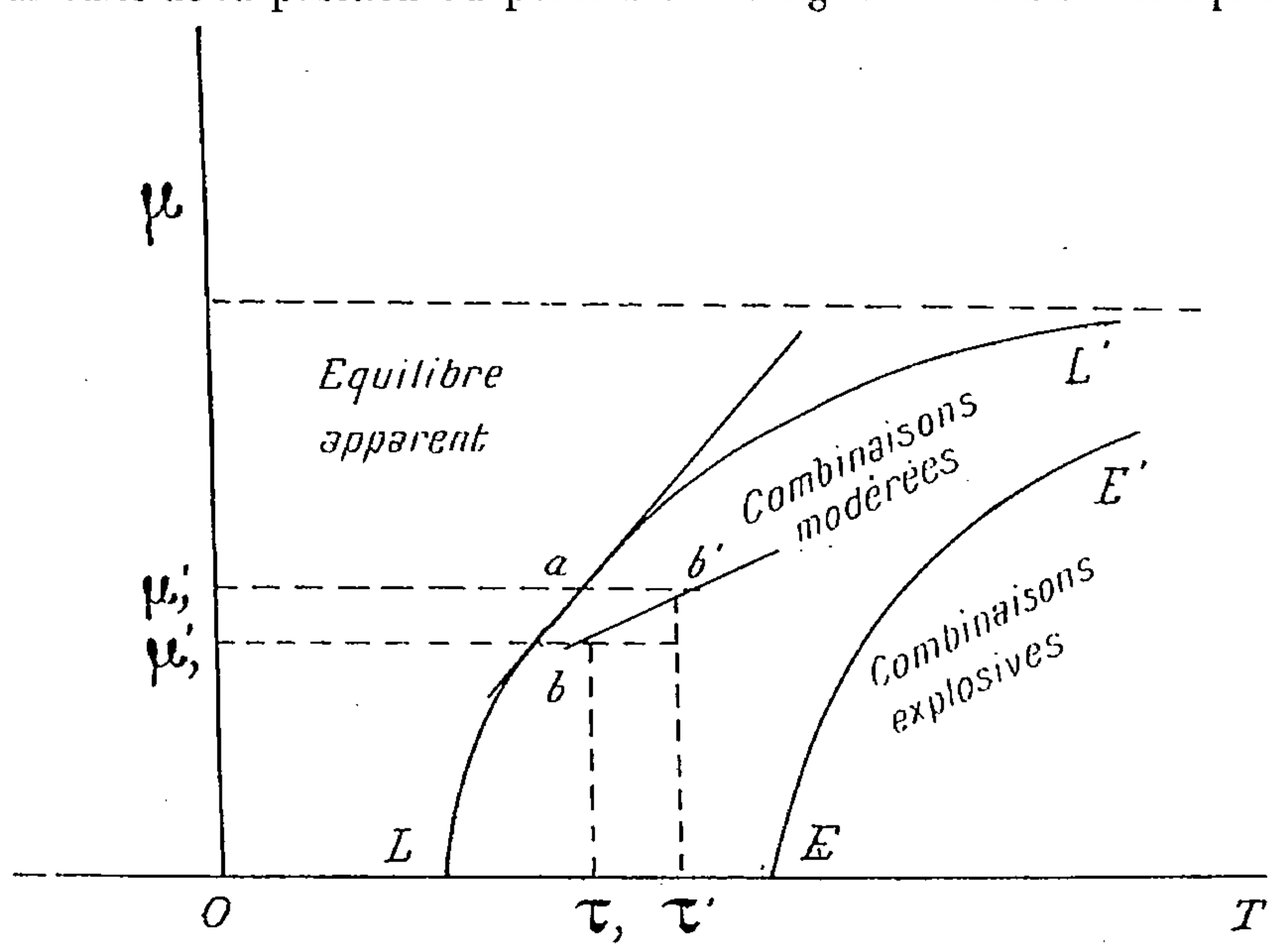


Fig. 1.

rents, nous avons forcément $v' - v = o$ si nous imaginons un déplacement quelconque faisant passer l'état représenté en a à un état représenté en a' de la même courbe ; nous trouvons donc, d'après la page 254 :

$$\alpha (m' - m) = \beta (T' - T),$$

ou

$$\alpha M (\mu' - \mu) = \beta (T' - T).$$

Par suite :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\beta}{\alpha M}.$$

Considérons maintenant que nous avons dérangé le point a de façon à l'amener en b au temps t et en b' au temps t', plus grand que t, par une modification adiabatique ; le coefficient angulaire de la tangente à la courbe, dont bb' est un élément, est représenté par $\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\mu_1' - \mu_1}{\tau' - \tau}$.

Si nous exprimons que la réaction est adiabatique, nous devons poser comme il a été dit :

$$\tau' - \tau = \frac{lv}{c} (t' - t').$$

Mais

$$v (t' - t) = m' - m = M (\mu_1' - \mu_1),$$

d'où : $$\tau' - \tau = \frac{l}{c} M (\mu_1' - \mu),$$

et enfin : $$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{c}{lM}.$$

Si nous posons $\operatorname{tg} \varphi' > \operatorname{tg} \varphi$, c'est-à-dire $\frac{c}{l} > \frac{\beta}{\alpha}$, on voit que la courbe de réaction, après un déplacement infiniment petit à partir d'un état limite d'équilibre apparent, tend à venir recouper cette courbe limite ; on a donc stabilité de l'équilibre apparent.

Si, au contraire, on trouve $\operatorname{tg} \varphi' < \operatorname{tg} \varphi$, c'est-à-dire $\frac{c}{l} < \frac{\beta}{\alpha}$, l'équilibre apparent est instable, le moindre déplacement tend à déterminer une réaction illimitée ; la température T et la valeur de μ vont donc en croissant. Suivant la valeur de $\operatorname{tg} \varphi'$ ou de $\frac{c}{l}$, on peut soit rester dans la zone des réactions modérées ou atteindre celle des réactions explosives.

Il est clair que l'on peut laisser α constant ; β ne variera pas si la température ne change pas, l est fixe par définition. Suivant donc la valeur de c, nous pouvons passer de l'état stable à l'état instable ou inversement. Il suffit donc, toutes choses égales d'ailleurs, d'ajouter une quantité convenable d'un gaz inerte pour rendre stable l'équilibre apparent et empêcher toute réaction.

De même, d'après l'inspection de la courbe LL', asymptote à une horizontale, il est clair qu'il y a d'autant plus de chance de rencontrer un cas d'équilibre apparent stable que la valeur de μ sera plus grande.

En d'autres termes, si nous nous reportons au cas des moteurs à explosion, il sera d'autant plus difficile de déterminer une explosion que l'excès d'air introduit est plus grand ou que la quantité des gaz brûlés restant dans la chambre de compression est plus considérable.

Entre les deux inégalités :

$$\frac{c}{l} > \frac{\beta}{\alpha} \qquad \text{et} \qquad \frac{c}{l} < \frac{\beta}{\alpha},$$

on peut rencontrer l'égalité :

$$\frac{c}{l} = \frac{\beta}{\alpha}.$$

On passe alors du régime des états d'équilibre apparent stables aux états instables, au point qui réalise cette égalité. Comme, pour les points voisins de l'asymptote, nous avons vu que l'état est stable, nous en concluons qu'en dessus du point caractérisé par cette relation d'égalité, l'équilibre apparent est stable, et qu'il est instable au-dessous.

Si un tel point existe, il en résultera une conséquence très importante : la relation $\frac{c}{l} > \frac{\beta}{\alpha}$ peut s'écrire $\alpha > \frac{\beta l}{c}$; alors la valeur de l'accélération est négative, nous avons affaire à une réaction modérée ; si, au contraire, nous avons $\frac{c}{l} < \frac{\beta}{\alpha}$, nous avons $\alpha < \frac{\beta l}{c}$; la valeur de l'accélération est positive, la réaction est explosive.

Si donc nous considérons, dans une enceinte imperméable à la chaleur, un état figuré par un point situé à droite de la courbe LL' et dans son voisinage, si ce point est voisin de la partie aL' correspondant aux équilibres apparents stables, il ne se produira qu'une réaction modérée ; si, au contraire, le point est voisin de la partie La, il y aura réaction explosive.

Il est clair qu'alors les courbes limitatives passent par le point a et que le champ est divisé comme en fig. 2.

Comme notre but est d'obtenir des combustions très rapides, afin que le cycle soit le plus grand possible, il est clair que nous devons nous placer dans les conditions de combinaison explosive, c'est-à-dire entretenir la température maxima compatible avec le bon fonctionnement mécanique du moteur et sa conservation, diminuer le plus possible la valeur de c en n'introduisant que la quantité d'air nécessaire à la combustion pratique, et la valeur initiale de μ en expulsant le mieux possible les gaz brûlés.

Puisqu'on ne peut avoir de combinaisons explosives qu'en évitant les réactions isothermiques et se rapprochant le plus strictement des réactions adiabatiques, il faut diminuer les surfaces de contact de la chambre de combustion avec l'enveloppe réfrigérante. On y arrive d'une part en augmentant la compression, tout en évitant les auto-inflammations, d'autre part en donnant une valeur telle au rapport du diamètre à la course que la

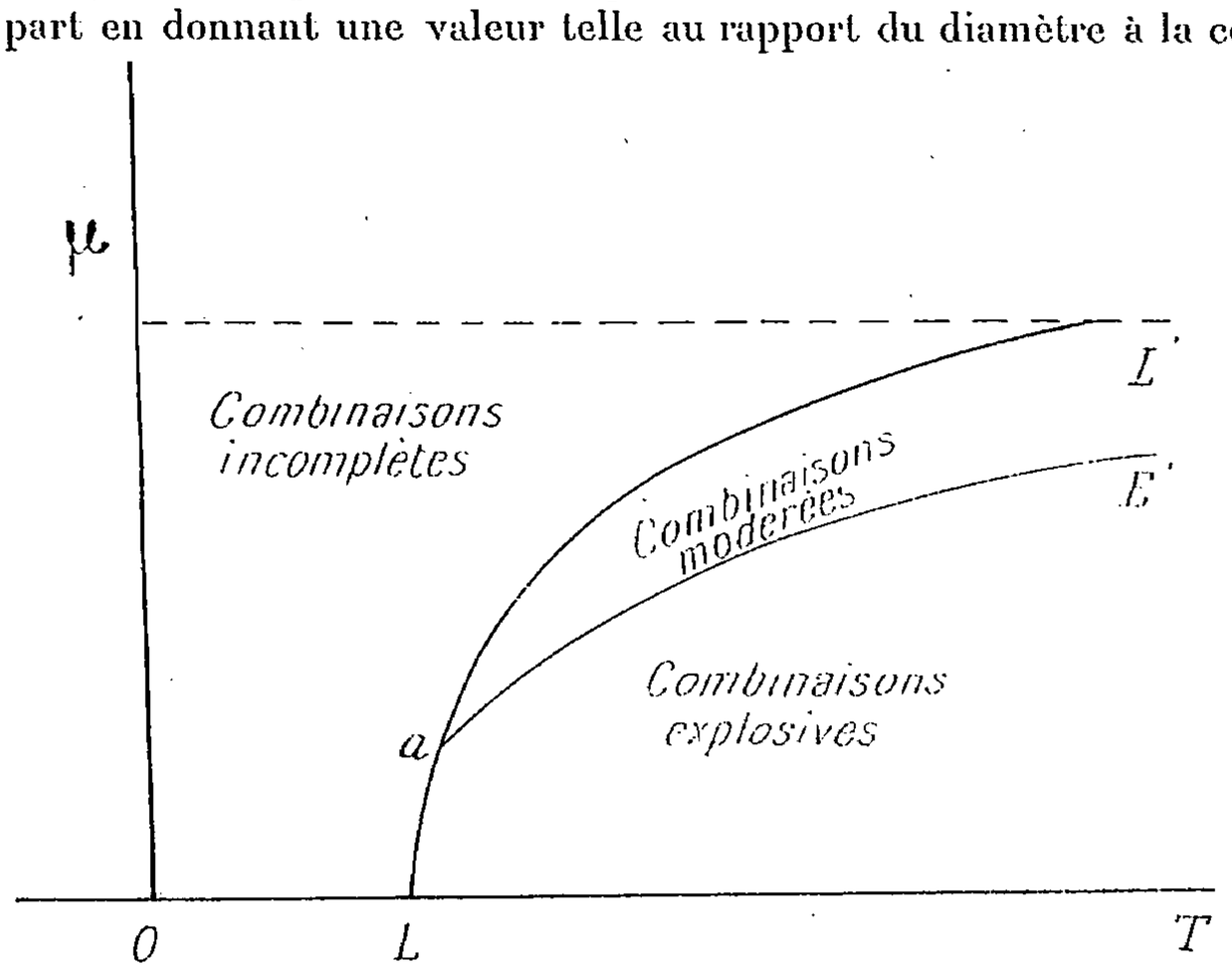


Fig. 2.

surface de contact de la chambre de combustion avec l'enveloppe d'eau soit la plus petite possible pour la pression considérée.

On conçoit donc que, suivant la quantité de chaleur dégagée par la combustion du corps employé, et même suivant la force du moteur, on est conduit à adopter des formes différentes et des pressions différentes.

Posons-nous donc la condition, qu'au moment de l'explosion, la surface refroidissante soit la plus petite possible pour une compression déterminée.

Appelons V le volume de la cylindrée et n le rapport de la chambre de compression à la cylindrée totale. Le volume de cette chambre sera donc nV

Le plus souvent, pour une question de résistance, le cylindre est terminé par une calotte hémisphérique. Appelons x le rayon, y la distance de la tête du piston à fond de course à l'origine de la calotte, S l'étendue de la surface refroidissante au moment de l'inflammation, nous avons :

$$2\pi x^2 + 2\pi xy = \mathrm{S}.$$

$$x^2 + xy = \frac{\mathrm{S}}{2\pi}. \qquad (1)$$

D'autre part :

$$\frac{2}{3}\pi x^3 + \pi x^2 y = nV. \qquad (2)$$

D'où :

$$y = \frac{nV}{\pi x^2} - \frac{2}{3}x.$$

En substituant cette valeur de y dans la relation (1), on trouve :

$$\frac{x^2}{3} + \frac{nV}{\pi x} = \frac{S}{2\pi}.$$

Si nous prenons la dérivée par rapport à x, nous trouvons :

$$\frac{l}{2\pi}\quad \frac{\partial S}{\partial x} = \frac{2x}{3} - \frac{nV}{\pi x^2} = \frac{2\pi x^3 - 3nV}{3\pi x^2}.$$

Ainsi, pour de très grandes valeurs négatives de x, la dérivée est négative ; pour de très grandes valeurs positives, la dérivée est positive ; S présente donc un minimum donné par la relation $2\pi x^3 = 3nV$:

$$\frac{2\pi x^3}{3} = nV.$$

La chambre de compression est donc formée par la demi-sphère de rayon x si l'on veut que la surface de refroidissement soit minimum au moment de l'explosion.

Comme on a l'habitude de comparer le diamètre de l'alésage à la course du piston, appelons h cette course.

La cylindrée sera de :

$$V = \frac{2}{3}\pi x^3 + \pi x^2 h ;$$

d'où :

$$h = \frac{V}{\pi x^2} - \frac{2}{3}x ;$$

et :

$$\frac{h}{x} = \frac{\dfrac{V}{\pi\left(\dfrac{3nV}{2}\right)^{\frac{2}{3}}} - \dfrac{2}{3}\left(\dfrac{3nV}{2\pi}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(\dfrac{3nV}{2\pi}\right)^{\frac{1}{3}}} = \frac{2(1-n)}{3n}.$$

Le rapport de la course à l'alésage est donc de :

$$\frac{h}{2x} = \frac{1-n}{3n}.$$

Prenons quelques exemples en considérant les pressions les plus employées :

$n = \frac{1}{4}$	$\frac{h}{2x} = 1$
$n = \frac{1}{5}$	$\frac{h}{2x} = 1{,}33$
$n = \frac{1}{6}$	$\frac{h}{2x} = 1{,}66$
$n = \frac{1}{7}$	$\frac{h}{2x} = 2.$

Il faut toutefois remarquer que, si l'allure est très rapide et si le moteur est très puissant, la surface croissant moins vite que le volume, il pourrait arriver que la température s'accrût progressivement dans la marche à pleine charge et que l'on finît par atteindre l'auto-inflammation si on réduisait au minimum la surface de refroidissement de la chambre de compression : on voit certains bons constructeurs ou diminuer la compression dans les forts numéros de leurs moteurs, ou, pour la même compression, diminuer le rapport de la course à l'alésage.

On voit que, pour expliquer la préférence accordée aux grands rapports de la course à l'alésage par certains constructeurs de moteurs à alcool, il n'est pas nécessaire de recourir à l'hypothèse de la détente de la vapeur d'eau : hypothèse inadmissible puisque la vapeur d'eau étant toujours à une température supérieure à 100° ne fonctionne pas comme dans le moteur à vapeur.

Influence de la pression. — De même que la température, la pression joue un grand rôle dans les réactions gazeuses : soit indirectement, soit directement.

Si nous appelons T_0 la température initiale absolue (température centigrade augmentée de 273°) et T la température atteinte quand la pression passe de la valeur P_0 à la valeur P dans une enceinte imperméable à la chaleur, on a la relation approchée[1] :

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{P}{P^0}\right)^{k-1},$$

où k est le rapport moyen de la chaleur spécifique sous pression constante à la chaleur spécifique sous volume constant : nous lui supposerons la valeur moyenne 1,40. En donnant à P_0 la valeur 1, et faisant croître P, supposant d'ailleurs que la température initiale est 17° d'où $T_0 = 290°$, on trouve :

pour P = 1,5	T = 333°	t = 60°
— 2	382	109
— 3	450	177
— 4	505	232
— 5	552	279
— 6	594	321
— 7	631	358

Il est clair que, dans les conditions de la pratique, une partie de la chaleur dégagée est transmise à l'enveloppe d'eau : mais, par contre, les parois chauffées par les explosions précédentes réchauffent les gaz pendant la première et la deuxième phases. En tout cas, il y a un fort échauffement favorisant les réactions. Notons toutefois que, dans le cas de l'alcool industriel, la température développée, insuffisante pour déterminer l'inflammation, est, ainsi que nous l'avons montré dans notre cinquième note, capable de produire des oxydations et des dédoublements nuisibles.

Mais la pression par elle-même intervient pour activer les réactions.

Quiconque a fait des expériences eudiométriques s'est rendu compte que la pression joue un grand rôle dans les phénomènes d'explosion, même à la température ordinaire.

Telle combustion qui serait brisante sous la pression ordinaire est modérée et sans danger sous pression réduite. Inversement, tel mélange, qu'on ne peut faire exploser quand il est détendu, donnera une explosion avec combustion complète si on augmente la pression sans changer la composition.

1. En supposant la constance des chaleurs spécifiques.

Malheureusement on a fort peu de renseignements au sujet de l'influence de la pression sur les réactions exothermiques. C'est surtout à propos des réactions eudothermiques qu'ont été faites les études les plus nettes.

Ainsi Hautefeuille et Chapuis (C. R., XCI, 552) ont montré que l'ozone qui, sous la pression ordinaire, se décompose lentement dans l'oxygène, peut se décomposer avec explosion sous forte pression.

C'est à la même raison qu'il faut attribuer l'intervention du fulminate de mercure pour transformer une réaction modérée en réaction explosive; il y a, dans ce cas, à la fois élévation locale de la température et compression brusque.

L'acétylène gazeux, sous la pression ordinaire, se modifie simplement, avec formation de carbures très condensés ou même de charbon, sous l'action de la chaleur, de l'étincelle électrique, ou en présence d'un fil de platine chauffé au rouge. Le fulminate de mercure ne détermine qu'une réaction locale. Mais l'acétylène gazeux détone violemment en présence d'un fil de platine rougi sous la pression de 137 centimètres de mercure : une amorce contenant un décigramme de fulminate de mercure le fait détoner sous la pression de 130 centimètres de mercure.

Limites de la combustion. — Nous avons déjà vu que, suivant sa température et sa composition initiale, un mélange donné peut présenter un état d'équilibre apparent, ou être le siège d'une réaction modérée ou explosive.

Il existe généralement deux limites, l'une supérieure, l'autre inférieure de la richesse en oxygène du mélange gazeux entre lesquelles la combustion d'un mélange *homogène* est complète, en dehors desquelles elle est incomplète ou nulle. Ces limites varient d'ailleurs notablement avec les conditions de l'expérience, diamètre de l'eudiomètre, température, longueur et pression des colonnes gazeuses.

Si l'on opère en se rapprochant des conditions isothermiques de la combustion, par exemple en cherchant à faire détoner dans un eudiomètre étroit et long un mélange voisin de la limite de la combustion, on observe souvent ce qu'on appelle la *stratification de la flamme*. De plus, si on allume les gaz par la partie supérieure, on constate que la combustion est incomplète.

C'est ainsi que, dans les expériences faites avec l'hydrogène, qui sont les plus simples, on observe que la quantité brûlée dans l'eudiomètre est dans un rapport simple avec la quantité totale du gaz combustible, quand on est au voisinage de la limite de combustion. Ces rapports sont 1/2, 1/3, 1/4 par exemple. Les expériences de Neyreneuf permettent de se rendre compte du phénomène. Il détermina l'explosion de mélanges limites d'hydrogène et d'oxygène dans de longs eudiomètres dont la paroi intérieure était enduite d'une couche mince de paraffine. Il observa l'existence d'anneaux réguliers produits par la fusion de la paraffine, sur la moitié, le tiers, le quart, etc., du tube : au delà la paraffine n'était pas fondue. Il s'était donc produit un mouvement vibratoire tel que les gaz ne brûlaient d'une façon nette qu'en des zones équidistantes. Cette propagation incomplète de la combustion laissait intervenir le refroidissement extérieur, si bien que le mélange passait de la zone de combinaison explosive au contact de l'étincelle, à la zone des combinaisons modérées, puis à la zone de combustion de plus en plus partielle, enfin à la zone de combustion nulle.

Cette question serait peu intéressante pour le but qui nous occupe si le phénomène de la formation de nœuds et de ventres se limitait à l'explosion dans des eudiomètres étroits : mais on peut le réaliser dans une capacité quelconque assez grande pour que l'influence des parois soit négligeable.

Une expérience de Schloesing, assez délicate d'ailleurs à réaliser, permet de voir le phénomène, au moins dans une chambre noire.

Ce savant fait arriver un courant rapide d'air, par un large tube légèrement rétreint à la partie supérieure, dans une grande cloche soutenue sur des cales, pour permettre l'échappement libre des gaz. Le jet se brise sur un capuchon métallique fixé à quelques centimètres au-dessus de l'orifice du tube; enfin, à cet orifice, éclatent des étincelles d'induction. On introduit un courant continu d'hydrogène dans celui d'air, en augmentant progressivement la vitesse du premier jusqu'à ce qu'apparaisse une lueur à l'extrémité du tube, on supprime les étincelles et l'on voit bientôt toute la cloche envahie par des nappes phosphorescentes présentant des zones d'intersection plus lumineuses, dues évidemment à une combustion un peu plus intense. Cette combustion est d'ailleurs si faible que la cloche s'échauffe à peine.

Quand on ne dispose que de mélanges pauvres, on est donc exposé à des combustions fort incomplètes; on y obvie, ainsi que nous l'avons vu, par une compression convenable et d'autant plus grande que le mélange est moins explosif.

On peut aussi y remédier par le mode d'allumage. Si un mélange limite et n'ayant qu'une faible vitesse d'inflammation, comme celui d'oxyde de carbone et d'oxygène, est allumé par le haut, on voit une nappe de feu descendre lentement et l'élévation de pression est très faible : mais vient-on, par un artifice quelconque, à projeter brusquement dans l'atmosphère combustible un dard du même mélange enflammé de façon à porter brusquement la masse totale à la température d'inflammation, l'explosion est nette et la combustion totale.

Au reste, dans certains moteurs, on recourt à cet artifice, en déterminant l'explosion dans la chambre des soupapes séparée de la chambre de compression par un étranglement : le contenu de la chambre des soupapes étant un mélange relativement riche, forme un dard violent et puissant qui enflamme instantanément toute la masse. On se place ainsi, très sensiblement, dans les conditions adiabatiques.

Dans le cas de gaz combustibles autres que l'hydrogène, contenant deux ou plusieurs éléments, les phénomènes provoqués par une combustion incomplète sont beaucoup plus complexes : en effet, les différents éléments ne sont pas également combustibles; l'oxygène se partage entre eux, déterminant une décomposition progressive des gaz carburés : enfin les éléments combustibles préexistants ou produits par une première réaction peuvent réagir les uns sur les autres.

En étudiant la combustion incomplète d'un mélange de gaz de la pile et d'oxyde de carbone, Bunsen avait cru trouver la loi suivante (*Méthodes gazométriques*, traduction française, 1858, p. 278). « Lorsque les molécules a d'un mélange gazeux homogène ont le choix de se combiner avec les molécules b et c de deux gaz présents en excès, il s'établit entre toutes les molécules un équilibre tel que les composés $(a+b)$ et $(a+c)$ provenant de la combinaison de a avec b et de a avec c sont entre eux dans un rapport atomique simple, qui dépend du nombre de molécules non entrées en combinaison, et varie brusquement avec l'augmentation de ces molécules. »

Mais le professeur Hortsmann fit remarquer que cette loi pouvait n'être qu'accidentelle et que la régularité constatée pouvait provenir de la présence de la vapeur d'eau et de la dissociation de celle-ci, et montra qu'un mélange parfaitement sec d'hydrogène, d'oxyde de carbone et d'oxygène donne lieu à des combinaisons progressives, et non à des produits variant par ressauts brusques. Bunsen a reconnu le bien fondé de cette objection.

En ce qui concerne les composés contenant du carbone et de l'hydrogène, nous possédons peu de résultats d'expérience. Cependant il est intéressant de donner quelques exemples.

Tandis que, d'après Gay-Lussac, un mélange de 100 volumes d'hydrogène avec 900 volumes d'oxygène brûle incomplètement sous l'influence d'une étincelle électrique, le méthane brûle encore fort bien quand, à 100 de ce gaz, on mélange intimement 950

d'oxygène. (Le dosage théorique est 100 CH^4 et 200 O). La limite supérieure de combustion est donc plus élevée pour le méthane que pour l'hydrogène. Si on diminue progressivement le taux relatif d'oxygène, on se rapproche de la limite inférieure. A volumes égaux, il y a encore détonation sur toute la longueur de l'eudiomètre, bien que la combustion ne puisse être complète : si la quantité d'oxygène est moindre, l'action de l'étincelle ne détermine plus qu'une combustion lente, analogue à celle du carbure allumé à l'orifice d'une éprouvette.

Coquillion (C. R., LXXXIII, 709) a trouvé des limites différentes. Pour le méthane, il constate, qu'avec 1 de carbure et 5 d'air, l'étincelle ne produit rien. Avec 1 de carbure et 6 d'air l'explosion se produit par saccades (on est donc à la limite inférieure de combustion par excès de méthane), avec de 7 à 10 volumes d'air pour 1 de méthane, l'explosion devient très nette : si on porte la proportion de 12 à 15 volumes pour 1 de méthane, l'explosion se produit encore, mais de moins en moins vive : l'explosion cesse de se produire avec 16 volumes d'air. On a donc atteint la limite supérieure par excès d'air.

L'éthylène C^2H^4 présente sensiblement les mêmes caractères.

Pour l'éthane C^2H^6, qui demande 7 volumes d'oxygène pour 2 de carbure, le mélange limite inférieur est formé par 3 volumes d'oxygène pour 2 de carbure.

On voit que la limite de propagation de l'inflammation correspond à une proportion d'oxygène moindre que celle qui permettrait de brûler tout l'hydrogène.

La présence d'un excès d'un des éléments du mélange combustible détermine donc, en absorbant une partie de la chaleur dégagée, le passage de la zone explosive à la zone de réaction modérée et de là à la zone des équilibres apparents.

Il en est forcément de même si l'on ajoute au mélange explosif une certaine quantité de gaz étrangers. Mais, tout au moins, dans certaines conditions d'expérience, la nature du gaz intervient : ainsi, d'après les essais eudiométriques de Bunsen :

I

1 volume de gaz de la pile	avec	2,82	volumes de	CO^2		est combustible.
1 —	—	3,37	—	H		
1 —	—	9,35	—	O		

II

1 volume de gaz de la pile	avec	2,89	volumes de	CO^2		est incombustible.
1 —	—	3,93	—	H		
1 —	—	10,68	—	O		

Dans les expériences de Bunsen, on peut attribuer l'influence de l'hydrogène à sa grande conductibilité, qui est très supérieure à celle des autres gaz : s'il en est ainsi, dans des essais absolument adiabatiques, l'influence de l'hydrogène pourrait donc être tout autre, en répartissant simplement la chaleur de combustion dans un plus grand volume du mélange explosif qu'il peut porter encore à la température d'inflammation.

L'influence de l'anhydride carbonique ne peut être attribuée à la même cause, car ce gaz est notablement moins conducteur que l'oxygène. Il est possible que, dans les conditions de pression réduite où opérait Bunsen, il y eût dissociation de l'anhydride carbonique, d'où refroidissement.

La question mériterait donc d'être reprise dans les conditions d'explosion des moteurs actuels. Elle présente d'autant plus d'intérêt que, dans certains cas, des traces de vapeurs d'eau paraissent jouer un rôle prépondérant dans certaines réactions.

Myers a remarqué que le carbone ne brûle pas dans l'oxygène sec : Disons que le

mélange d'oxyde de carbone et d'oxygène desséché sur l'anhydride phosphorique perd son inflammabilité. Baker a énuméré nombre de réactions qui sont accélérées ou rendues possibles par des traces d'humidité. Pour citer une réaction bien connue, le bioxyde d'azoté parfaitement sec ne réagit pas sur l'oxygène sec pour donner des vapeurs rutilantes. De même, Baker a montré que le gaz chlorhydrique et le gaz ammoniac complètement desséchés ne donnent aucun brouillard ni aucune condensation quand on les met en présence ; d'autre part, d'après le même auteur, le chlorure d'ammonium sec n'est pas altéré par vaporisation. Si l'on communique un peu d'humidité à l'atmosphère, il y a combinaison et contraction dans le premier cas, décomposition dans le second.

Jusqu'ici, il n'y a pas d'explication possible à cette influence de l'eau qui ne peut agir chimiquement. Baker l'attribue à la conductibilité électrique et à la grandeur exceptionnelle de la constante diélectrique de l'eau.

Propagation de la combustion. — S'il n'y avait pas beaucoup de conditions intrinsèques intervenant dans ce phénomène, le problème de la propagation de la combustion paraîtrait très simple.

Bunsen a cherché à résoudre la question en laissant échapper les mélanges explosibles par un orifice étroit percé en mince paroi et de section connue et allumant le mélange dégagé avec une vitesse telle que la flamme brûlât à l'extérieur, puis réduisant progressivement la vitesse d'écoulement jusqu'au moment où la flamme rétrogradait et venait enflammer le gaz contenu dans le tube de dégagement. Ce retour en arrière de la flamme ne peut se produire qu'au moment où la vitesse de dégagement devient infiniment peu inférieure à la vitesse de propagation de la combustion. Si donc on appelle c la vitesse de propagation de la flamme, d le diamètre de l'ouverture en paroi mince par laquelle s'écoule le courant gazeux, et V le volume de gaz qui s'écoule sous la pression considérée en t secondes, on doit avoir :

$$c = \frac{4V}{\pi d^2 t}.$$

En appliquant cette méthode d'essai au gaz de la pile, Bunsen a trouvé une vitesse de 34 mètres par seconde ; en opérant dans les mêmes conditions, la vitesse de propagation de la combustion n'était que 1 mètre pour le mélange CO + O.

Michelson (*Zeitsch. f. phys.*, Ch. 3,493) a repris ces expériences, en faisant écouler le mélange gazeux avec une vitesse telle que la combustion ne pouvait plus se propager en arrière. Pour cela, il employait un tube assez long dans lequel, par la manœuvre d'un robinet agissant sur le dégagement gazeux, on arrivait à maintenir la flamme en repos en une zone fixe. Dans ce cas, la vitesse de propagation de la flamme, en centimètres par seconde u, se déduit de la relation :

$$V = Su,$$

dans laquelle V représente, en centimètres cubes, le volume écoulé par seconde, et S la section en centimètres carrés.

Si n représente le volume p. 100 du gaz combustible, les expériences de Michelson donnent les résultats suivants :

Oxyde de carbone et oxygène.

$n =$	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
$u =$	30	40	49	58	66	73	80	84	88	91	91	85	70	45	20

Hydrogène et oxygène.

$n =$	19,4	21,8	83,8	86,9
$u =$	121	151	582	447

D'après ces expériences, le maximum de vitesse ne correspondrait pas au mélange dans lequel les deux gaz sont dans le rapport correspondant à la combustion théorique.

Toutefois, l'écart entre les expériences de Bunsen et de Michelson montre que l'un ou l'autre des expérimentateurs a laissé de côté des conditions essentielles du phénomène. Il semble que les résultats de Bunsen sont plus exacts, car le mélange combustible était moins exposé à se mélanger avec les produits de la combustion.

Le problème est d'ailleurs beaucoup plus complexe que celui posé par ces deux savants.

Il est fort probable que la vitesse d'inflammation dépend de la température de combustion T_c, de la température d'inflammation T_i, de la température du mélange T, de la conductibilité pour la chaleur C et de la chaleur spécifique c.

Considérons, avec Bunsen, une couche brûlée, ayant subi, par communication avec une couche contiguë, une chute de température la ramenant à $T_c - x$, tandis que la couche non brûlée s'est élevée à la température $T + x$ l'élévation de température pendant l'unité de temps s'exprimera par la relation :

$$\frac{dx}{dt} = \frac{C}{c}\left[(T_c - x) - (T + x)\right] = \frac{C}{c}(T_c - T - 2x).$$

Si l'on intègre, on trouve :

$$\text{Lg}\ (T_c - T - 2x) = -\frac{2C}{c}t + Ct.$$

Pour $t = o \qquad x = o,$

donc : $Ct = \text{Lg}\ (T_c - T),$

d'où : $t = \frac{c}{2C}\ \text{Lg}\ \frac{T_c - T}{T_c - T - 2x}$

cette valeur de t est celle qui indique le temps auquel la température d'inflammation est atteinte et la vitesse est inversement proportionnelle à cette valeur de t.

Mais nous avons vu que l'état de repos ou de mouvement de la masse combustible intervient et que d'ailleurs la température d'inflammation est essentiellement variable suivant que la réaction est isothermique ou adiabatique.

L'expérience seule permet donc de résoudre, dans chaque cas, ce problème très compliqué.

Pour détérminer exactement la température d'inflammation, on peut suivre la méthode de Bunsen qui permet d'éviter l'influence du contact avec les parois, ainsi que la combustion lente qui précède l'inflammation.

On peut, avec cet auteur, définir la température d'inflammation, la température la plus basse communiquant aux parties constituantes d'un mélange gazeux la faculté de se combiner brusquement.

Imagine-t-on que, dans une masse gazeuse contenant des corps capables de réagir, une couche gazeuse soit portée à la température de combustion par une cause extérieure, la réaction s'y produira, et la chaleur de combustion élèvera la température. Si cette chaleur dégagée est suffisante pour déterminer l'inflammation de la couche contiguë, la température communiquée est supérieure à la température d'inflammation : dans le cas contraire, elle lui est inférieure. Or, l'on peut abaisser la température de combustion d'un mélange en y ajoutant une quantité convenable d'un gaz inerte : on peut donc arriver à créer un mélange qui devient ininflammable. D'après les expériences de Bunsen, on peut

resserrer les compositions entre deux limites tellement rapprochées qu'une addition très faible de gaz incombustible à un mélange facilement combustible rend celui-ci complètement ininflammable, ainsi qu'en témoignent les expériences suivantes, faites sur le gaz produit par l'électrolyse de l'eau.

	Mélange incombustible	Mélange combustible
Anhydride carbonique	74,21	73,82
Gaz tonnant	25,79	26,17
	100,00	100,00

Nous trouverions, comme il a été dit ci-dessus, une limite différente avec d'autres gaz inertes ; c'est ainsi qu'on trouve :

	Mélange incombustible	Mélange combustible
Oxygène	91,28	90,34
Gaz tonnant	8,72	9,66
	100,00	100,00

Avec des expériences de ce genre, le problème se ramène donc à la recherche de la température dégagée par la combustion d'un mélange déterminé.

Température de combustion. — Cette température peut être directement mesurée. C'est ainsi que Malard et Le Chatelier (C. R., XCIII, 104) ont trouvé que l'oxyde de carbone brûlant dans l'oxygène dégage une température de 3.200° et dans l'air une température de 2.050°.

Mais on peut aussi déterminer théoriquement la température à laquelle peut être porté le produit de la combustion.

Si nous appelons Q la chaleur dégagée par la combustion de 1 kilog. du corps combustible considéré et C la chaleur spécifique moyenne du mélange produit par la combustion, l'élévation de température sera donnée par la relation :

$$\Delta = \frac{Q}{C}.$$

Il faut bien remarquer que, suivant les conditions où se fait la combustion, il est nécessaire de distinguer entre la chaleur dégagée à volume constant (cas de la bombe calorimétrique ou de l'explosion dans la chambre de combustion d'un moteur à fin de course) et la chaleur dégagée sous pression constante (cas de la combustion d'une flamme) : c'est d'ailleurs le cas mesuré généralement.

Dans ce dernier cas, une partie de la chaleur est transformée en travail par suite de la dilatation. Ainsi que nous l'avons dit dans notre seconde note, en appliquant les lois d'Avogadro et de Gay-Lussac-Ampère, on peut poser la relation très approchée :

$$APV = 2T,$$

où V représente le volume de la molécule-kilogramme, A l'inverse de l'équivalent mécanique de la chaleur et T la température absolue. En prenant comme température centigrade 17°, T = 290 et, par suite, on a :

$$APV = 580.$$

Voyons comment on peut passer des chaleurs de combustion sous pression constante indiquées dans les tables, aux chaleurs de combustion sous volume constant :

Sous pression constante, la chaleur de combustion moléculaire (molécule-kilogramme)

de l'oxyde de carbone (CO = 28) a été trouvée égale à 68.200. Mais, suivant la relation $2CO + O^2 = 2CO^2$, il se produit, par le fait de la combustion, une diminution de volume égale à 1/2 molécule, on a produit une quantité de chaleur égale à $\frac{580}{2} = 290$. Si donc la combustion avait été faite dans la bombe à volume constant, la chaleur développée eût été 68.200 — 290 = 67.910. C'est ce nombre qu'il conviendra de prendre dans le cas d'une explosion.

La table suivante donne les chaleurs de combustion moléculaires à pression et à volume constant (molécule-kilogramme) et les chaleurs de combustion rapportées au kilogramme.

Chaleurs de combustion à l'état actuel.

	CHALEURS MOLÉCULAIRES (mol.-kil.)		CHALEURS PAR KILOGRAMME	
	Pression constante.	Volume constant.	Pression constante.	Volume constant.
Hydrogène H^2	58.200	57.910	29.100	28.950
— vers 2.000°	50.600		25.300	
Carbone en diamant	97.000	97.000	8.083	8.083
Oxyde de carbone CO	68.200	67.910	2.432	2.425
Acétylène C^2H^2	318.100	318.680	12.234	12.280
Éthylène C^2H^4	341.100	341.980	12.193	12.214
Éthane C^2H^6	389.300	389.880	12.977	12.996
Méthane CH^4	213.500	213.500	13.344	13.344
Allylène C^3H^4	466.500	467.660	11.662	11.691
Propylène C^3H^6	507.300	508.460	12.078	12.106
Propane C^3H^8	553.500	554.460	12.580	12.600
Amylène C^5H^{10}	804.400	806.720	11.490	11.525
Benzine C^6H^6	776.000	778.940	9.950	9.985
Naphtaline $C^{10}H^8$	1.242.700	1.247.920	9.708	9.749
Alcool méthylique CH^4O	170.000	170.000	5.312	5.312
— éthylique C^2H^6O	324.500	325.080	7.054	7.067
Acétone C^3H^6O	424.000	425.160	7.310	7.330
Aldéhyde C^2H^4O	269.500	220.080	6.125	6.138

D'après cela, l'alcool éthylique à 90° (85,70 p. 100) dégage 6.045 calories sous pression constante et 6.056 à volume constant par kilog.

L'alcool méthylique à 90° (85,3 p. 100) dégage, dans les deux cas, 4.594 calories par kilog.

Le mélange de 10 volumes d'alcool éthylique à 90° et de 1 volume d'alcool méthylique à 90°, qui forme très sensiblement l'alcool dénaturé français, dégagerait donc 5.923 calories.

Nous avons trouvé directement, par des essais à la bombe calorimétrique, le nombre 5.906, très voisin du précédent, pour l'alcool dénaturé de la Régie française, et le nombre 7.878 pour le même alcool mêlé à son propre volume de benzine commerciale.

Quand on ne peut pas déterminer directement la chaleur de combustion des carbures lourds, on peut admettre d'après Slaby que, le poids spécifique étant ε à l'état de vapeurs, la chaleur de combustion est sensiblement représentée par $1.000 + 10.500\,\varepsilon$ par mètre cube mesuré à 0° et sous la pression de 760 millimètres.

D'après Redtenbacher, on peut déterminer théoriquement cette chaleur de combustion par la formule :

$$Q = 7.050\ C + 34.500 \left(H - \frac{O}{8}\right) - 660\ H^2O.$$

Il est à remarquer que cette formule ne peut être qu'approximative, car elle ne tient pas compte de la chaleur positive ou négative de formation du produit considéré.

Dans beaucoup de cas, la connaissance des chaleurs de combustion sous la forme actuelle est suffisante, mais il peut se faire que l'on ait intérêt à connaître les mêmes chaleurs dégagées quand la vapeur d'eau ne s'est pas encore condensée. Nous donnons donc ci-dessous les chaleurs de combustion par kilog., en supposant que les produits soient abandonnés à 100°, 200°, 300°, 400°, 500°.

Chaleurs produites par la combustion rapportées au kilogramme sous pression constante, les produits étant abandonnés aux températures de :

	100°	200°	300°	400°	500°
Hydrogène	23.650	23.222	22.761	22.268	21.746
Carbone amorphe	8.011	7.933	7.849	7.759	7.663
Oxyde de carbone CO	2.400	2.367	2.331	2.293	2.252
Acétylène C^2H^2	11.717	11.612	11.499	11.378	11.248
Éthylène C^2H^4	11.311	11.185	11.049	10.903	10.748
Éthane C^2H^6	11.752	11.604	11.445	11.274	11.092
Méthane CH^4	12.020	11.833	11.675	11.504	11.323
Allylène C^3H^4	11.021	10.903	10.781	10.651	10.510
Propylène C^3H^6	11.195	11.067	18.829	10.681	10.522
Propane C^3H^8	11.477	11.336	11.183	11.020	10.846
Amylène C^5H^{10}	10.607	10.479	10.331	10.183	10.024
Benzine C^6H^6	9.440	9.335	9.222	9.101	8.882
Naphtaline $C^{10}H^8$	9.280	9.180	9.072	8.958	8.836
Alcool méthylique CH^4O	4.567	4.484	4.395	4.300	4.198
— éthylique C^2H^6O	6.282	6.201	6.114	6.021	5.921
Acétone C^3H^9O	6.771	6.679	6.579	6.472	6.358
Aldéhyde C^2H^4O	5.564	5.483	5.395	5.301	5.201
Alcool éthylique 90°	5.295	5.219	5.137	5.050	4.962
— méthylique 90°	3.837	3.757	3.671	3.579	3.471
Mélange de 10 alc. éthyl. et 1 alc. méthyl. à 90°	5.171	5.095	5.013	4.935	4.841
Alcool carburé à 50 p. 100 par la benzine	7.391	7.307	7.196	7.090	6.937

Pouvoir explosif. — Nous avons vu ci-dessus que l'échauffement et la compression préalable peuvent transformer une réaction modérée en réaction explosive. Au point de vue qui nous intéresse il convient de faire intervenir, toutes choses égales d'ailleurs, l'augmentation brusque de volume produite par la combustion : celle-ci dépend de deux facteurs : l'élévation de température et la variation de volume due à la transformation du combustible en vapeur d'eau et anhydride carbonique.

Ce dernier facteur paraît prépondérant : on peut s'en rendre compte par le tableau suivant :

FORMULE	POIDS moléculaire	1 KILOGRAMME CONTIENT			1 KILOGR. de vapeur occupe	1 KILOGRAMME EXIGE			A LA COMBUSTION DE 1 KILOGRAMME, CORRESPONDENT :							A 1 volume de mélange explosif correspond en corps gaz et brûlés
		C	H	O		O kil.	C m.c.	Air m.c.	CO^2 kil.	CO^2 m.c.	H-O kil.	H^2O m.c.	Az. kil.	Az. m.c.	Total	
H^2.....	2	»	1		11,149	8,000	5,586	26,855	»	»	9,000	11,184	26,666	21,221	22,405	0,857
CO.....	28	0,428	»	0,572	0,797	0,571	0,399	1,920	1,571	0,797	»	»	1.911	1,521	2,318	0,857
Carbures forméniques $C^n H^{2n+2}$.																
		kg.	kg.		mc.										mc.	
CH^4....	16	0,750	0,225		1,295	4,000	2,796	13,445	1,735	0,862	2,025	2,515	13,378	10,649	14,025	1,000
C^2H^6...	30	0,800	0,200		0,744	3,733	2,610	12,840	2,932	1,491	1,800	2,236	12,863	10,239	13,966	1,028
C^3H^8...	44	0,817	0,182		0,507	3,635	2,541	12,229	2,995	1,523	1,638	2,035	12,111	9,688	13,246	1,030
C^4H^{10}...	58	0,827	0,173		0,385	3,589	2,509	12,084	3,032	1,542	1,557	1,934	12,043	9,555	13,031	1,045
C^5H^{12}...	72	0,833	0,167		0,310	3,557	2,487	11,959	3,054	1,533	1,503	1,867	11,999	9,472	12,892	1,048
C^6H^{14}...	86	0,837	0,163		0,259	3,536	2,471	11,882	3,069	1,560	1,467	1,823	11,823	9,411	12,794	1,052
C^7H^{16}...	100	0,840	0,160		0,223	3,520	2,461	11,832	3,080	1,570	1,440	1,785	11,772	9,371	12,726	1,055
C^8H^{18}...	114	0,842	0,158		0,196	3,509	2,452	11,795	3,085	1,570	1,423	1,768	11,736	9,342	12,680	1,056
C^9H^{20}...	128	0,8437	0,1563		0,174	3,500	2,447	11,765	3,090	1,573	1,406	1,747	11,706	9,318	12,638	1,057
$C^{10}H^{22}$..	142	0,8450	0,1550		0,157	3,493	2,442	11,742	3,098	1,575	1,395	1,733	11,684	9,299	12,607	1,059
Carbures éthyléniques $C^{12}H^{2n}$.																
C^2H^4...	28	0,857	0,143		0,797	2,266	1,585	7,619	3,142	1,587	1,287	1,599	7,582	6,034	9,020	1,000
C^3H^6...	42	—	—		0,505	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,021
C^4H^8...	56	—	—		0,398	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,032
C^5H^{10}...	70	—	—		0,319	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,039
Carbures acétyléniques C^nH^{2n-2}.																
C^2H^2...	26	0,923	0,077		0,858	2,461	1,721	8,273	3,884	1,721	0,693	0,861	8,233	6,552	9,134	0,963
C^3H^4..	40	0,913	0,100		0,556	2,400	1,678	8,067	3,307	1,682	0,900	1,118	8,028	6,389	9,189	1,047
C^4H^6...	54	0,905	0,111		0,413	2,370	1,657	7,969	3,259	1,657	0,999	1,241	7,931	6,312	9,210	1,053
Carbures benzéniques C^nH^{2n-6}.																
C^6H^6...	78	0,923	0,077		0,286	2,461	1,721	8,273	3,384	1,721	0,693	0,861	8,233	6,552	9,134	1,013
C^7H^8...	92	0,913	0,087		0,262	2,434	1,701	8,182	3,347	1,702	0,783	0,973	8,114	6,481	9,156	1,022
C^8H^{10}...	106	0,905	0,095		0,210	2,413	1,687	8,112	3,318	1,687	0,855	1,062	8,073	6,425	9,174	1,028
Alcools et dérivés.																
CH^4O...	32	0,375	0,125	0,500	0,697	1,500	1,049	5,042	1,375	0,699	1,080	1,342	5,017	3,993	5,034	1,059
C^2H^6O..	46	0,522	0,130	0,348	0,485	2,087	1,459	7,015	1,910	0,973	1,117	1,388	6,982	5,556	7,917	1,062
C^2H^6O..	58	0,621	0,103	0,276	0,385	2,207	1,543	7,419	2,224	1,131	0,931	1,157	7,384	5,876	8,164	1,047

Les différences accusées dans la dernière colonne sont très considérables : elles le seraient encore davantage si on employait l'oxygène et non l'air pour produire le mélange détonant.

A égalité de température de combustion, le pouvoir explosif sera d'autant plus grand que le rapport du volume formé au volume primitif sera plus considérable sous une même pression.

C'est, du reste, ce que confirme l'expérience. Si on vient à allumer ces mélanges explosifs dans une fiole à parois minces, enveloppée, par précaution, d'un torchon mouillé, on constate que le mélange d'air et d'hydrogène, tout en brisant la fiole, ne donne pas de secousse bien sensible à la main, tandis que l'explosion du mélange d'air et de butylène produit un choc à peine supportable.

Il est clair d'ailleurs que le pouvoir explosif varie suivant que telle ou telle condition modifie la température de combustion. C'est ainsi que les mélanges les plus violents, capables de pulvériser même des tubes eudiométriques très étroits et à parois épaisses brûlent sans danger dans des tubes à parois minces si on leur ajoute une quantité convenable de gaz inertes pour abaisser la température de combustion.

Chaleurs spécifiques des produits de la combustion. — Nous avons vu ci-dessus qu'on obtient l'élévation de température produite par la combustion en divisant la chaleur dégagée par la chaleur spécifique moyenne des produits de la combustion.

Suivant les cas, il faudra se servir de la chaleur spécifique à volume constant (bombe calorimétrique ou moteur) ou de la chaleur spécifique à pression constante (la plupart des appareils d'éclairage et de chauffage).

Il y a une grande différence entre ces deux valeurs ; elle correspond à la production d'un travail extérieur sous la pression P, soit $AP\delta V$, et l'on a, entre les chaleurs spécifiques moléculaires, la relation :

$$C_p\delta T = C_v\delta T + AP\delta V.$$

Mais comme on a, dans la même hypothèse :

$$APV = 2T,$$

d'où :

$$AP\delta V = 2\delta T,$$

il en résulte :

$$C_p = C_v + 2.$$

Le rapport entre les deux chaleurs spécifiques n'est donc pas constant, mais varie avec le poids moléculaire du corps considéré.

On admettait autrefois, d'après les travaux de Regnault, les chiffres suivants :

	CHALEURS SPÉCIFIQUES RAPPORTÉES A CELLE DE L'EAU = 1		
	Sous pression constante.	Sous volume constant.	$\frac{C_p}{C_v}$
Azote	0,2440	0,1717	1,421
Hydrogène	3,4046	2,3910	1,423
Oxygène	0,2182	0,1547	1,410
Air	0,2370	0,1668	1,421
Oxyde de carbone	0,2479	0,1753	1,429
Gaz carbonique	0,2164	0,1702	1,271
Vapeur d'eau	0,4750	0,3621	1,312

Ces valeurs étaient considérées comme constantes jusqu'à 900° environ.

De nouvelles recherches ont été entreprises depuis et ont montré que les chaleurs spécifiques sont une fonction au moins linéaire de la température.

Mallard et Le Chatelier (*Annales des Mines*, 1883, Mémoire IV, 510) ont donné les valeurs approchées suivantes :

$$CO^2 \begin{cases} c_v = 0{,}143 + 0{,}000167\ t = 0{,}097 + 0{,}000167\ T. \\ c_p = 0{,}188 + 0{,}000167\ t = 0{,}142 + 0{,}000167\ T. \end{cases}$$
$$H^2O \begin{cases} c_v = 0{,}312 + 0{,}000364\ t = 0{,}213 + 0{,}000364\ T. \\ c_p = 0{,}424 + 0{,}000364\ t = 0{,}322 + 0{,}000364\ T. \end{cases}$$
$$\text{Azote} \begin{cases} c_v = 0{,}174 + 0{,}000043\ t = 0{,}159 + 0{,}000043\ T. \\ c_p = 0{,}241 + 0{,}000043\ t = 0{,}229 + 0{,}000043\ T. \end{cases}$$
$$O \begin{cases} c_v = 0{,}150 + 0{,}000038\ t = 0{,}140 + 0{,}000038\ T. \\ c_p = 0{,}211 + 0{,}000038\ t = 0{,}201 + 0{,}000038\ T. \end{cases}$$
$$\text{Air} \begin{cases} c_v = 0{,}166 + 0{,}000042\ t = 0{,}155 + 0{,}000042\ T. \\ c_p = 0{,}234 + 0{,}000042\ t = 0{,}213 + 0.000042\ T. \end{cases}$$

D'autre part, Berthelot et Vieille (C. R., XCVIII, 750, 852, 1884) ont donné les résultats suivants :

	CHALEURS SPÉCIFIQUES	CHALEURS MOLÉCULAIRES
	Températures supérieures à 1.600°.	
Azote	$c_v = 0{,}170 + 0{,}000144\ (t - 1.600)$	$C_v = 4{,}76 + 0{,}00319\ (t - 1.600)$
	$c_p = 0{,}242 + 0{,}000144\ (t - 1.600)$	$C_p = 6{,}76 + 0{,}00319\ (t - 1.600)$
O	$c_v = 0{,}149 + 0{,}000100\ (t - 1.600)$	$C_v = 2{,}38 + 0{,}00160\ (t - 1.600)$
	$c_p = 0{,}211 + 0{,}000100\ (t - 1.600)$	$C_p = 4{,}38 + 0{,}00160\ (t - 1.600)$
Air	$c_v = 0{,}165 + 0{,}000111\ (t - 1.600)$	$C_v = 4{,}22 + 0{,}00284\ (t - 1.600)$
	$c_p = 0{,}233 + 0{,}000111\ (t - 1.600)$	$C_p = 6{,}22 + 0{,}00284\ (t - 1.600)$
	Températures supérieures à 2.000°.	
CO^2	$c_v = 0{,}434 + 0{,}000068\ (t - 2.000)$	$C_v = 19{,}1 + 0{,}00299\ (t - 2.000)$
	$c_p = 0{,}480 + 0{,}000068\ (t \quad 2.000)$	$C_p = 21{,}1 + 0{,}00299\ (t - 2.000)$
H^2O	$c_v = 0{,}900 + 0{,}000211\ (t - 2.000)$	$C_v = 17{,}1 + 0{,}00380\ (t - 2.000)$
	$c_p = 0{,}011 + 0{,}000211\ (t - 2.000)$	$C_p = 19{,}1 + 0{,}00380\ (t - 2.000)$
	Températures supérieures à 2.000° jusqu'à 4.000°.	
Azote	$c_v = 0{,}239 + 0{,}000114\ (t - 2.000)$	$C_v = 6{,}69 + 0{,}00319\ (t - 2.000)$
	$c_p = 0{,}311 + 0{,}000114\ (t - 2.000)$	$C_p = 8{,}69 + 0{,}00319\ (t - 2.000)$
O	$c_v = 0{,}209 + 0{,}000100\ (t - 2.000)$	$C_v = 3{,}34 + 0{,}00160\ (t - 2.000)$
	$c_p = 0{,}272 + 0{,}000100\ (t - 2.000)$	$C_p = 5{,}34 + 0{,}00160\ (t - 2.000)$
Air	$c_v = 0{,}232 + 0{,}000111\ (t - 2.000)$	$C_x = 5{,}93 + 0{,}00284\ (t - 2.000)$
	$c_p = 0{,}302 + 0{,}000111\ (t - 2.000)$	$C_p = 7{,}93 + 0{,}60284\ (t - 2.000)$

Des expériences de ce genre sont très difficiles à exécuter avec une rigueur absolue ; il ne faut donc pas s'étonner de trouver des divergences sensibles entre les deux tables ; c'est ainsi qu'on trouve à la température de 2.000°, pour la valeur de c_v :

	D'après Mallard et Le Châtelier	D'après Berthelot et Vieille
CO^2	0,477	0,434
H^2O	1,040	0,900
Azote	0,257	0,216
O	0,226	0,189
Air	0,250	0,209

Cependant, pour tenir compte des conditions dans lesquelles ont été faites les expériences, nous nous servirons des premiers chiffres jusqu'à 2,000° et des seconds au delà.

Calculons maintenant la température de combustion du mélange théorique d'hydrogène et d'air sous pression constante :

$$H^2 + O + 4 \text{ az.} = H^2O + 4 \text{ az.}$$

Nous supposerons que la température initiale est de 0° :

La combustion de 1 kilog. d'hydrogène produit 9 kilog. d'eau ; il y a en outre 26 kg. 666 d'azote et il se dégage 29.100 calories.

Nous aurons la température de combustion t en posant :

$$\int_0^t 9\ (0{,}421 + 0{,}000364\ t)\ \partial t + \int_0^t 26{,}67\ (0{,}241 + 0{,}000043\ t)\ \partial t = 29.100,$$

d'où $t = 2{,}111°$.

Considérons, d'autre part, la combustion de l'oxyde de carbone en vase clos, avec la quantité théorique d'air :

$$2\,CO + 2\,O + 4\ az^2 = 2\,CO^2 + 4\ az^2,$$

et supposons que la température initiale soit encore de 0° :

Un kilog. d'oxyde de carbone, brûlé à volume constant, dégage 2.425 calories en produisant 1 kg. 571 CO^2, et 1 kg. 911 az.

Pour porter le mélange des produits de la combustion à 2.000°, il faut consommer :

$$\int_0^{2.000} 1{,}571\ (0{,}143 + 0{,}000167\ t)\ \partial t + \int_0^{2.000} 1{,}911\ (0{,}171 + 0{,}000043\ t)\ \partial t,$$

soit 1.792 calories. Il reste donc disponible 633 calories pour porter le mélange au-dessus de 2.000°. Si donc nous appelons t la température définitive, nous avons :

$$\int_{2.000}^t 1{,}571\ (0{,}298 + 0{,}000068\ t)\ \partial t + \int_{2.000}^t 1{,}911\ (0{,}011 + 0{,}000114\ t)\ \partial t = 633,$$

d'où : $t = 2.427°$.

Il est probable que la dissociation interviendrait d'une façon très notable si on n'opérait pas sous une forte compression.

Considérons l'hexane, qui devrait être le corps dominant dans les essences légères de pétrole applicables aux moteurs, son poids moléculaire étant 86, sa densité à l'état de vapeurs serait théoriquement 3,853. Par suite, d'après le formule de Slaby, 3 kg. 853 dégageraient par leur combustion à l'état gazeux $1.000 + 10.500 \times 3{,}853 = 41.456$ calories, ou 1 kilog. de vapeur d'hexane dégagerait 10.760 calories. D'autre part, sa combustion avec le mélange théorique d'air fournit 3 kg. 060 $CO^2 + 1{,}467\ H^2O + 11{,}823$ az. On trouve une température de combustion de 2.290°.

Mais, si nous admettons que, pour assurer la combustion, il faut introduire une fois et demie la quantité d'air théorique, nous faisons intervenir en plus 5 m³ 941 d'air pesant 7 kg. 685, nous trouverons comme température de combustion 1.869°.

Appliquant le même calcul à l'alcool dénaturé français et supposant le même excès d'air, on trouve un nombre presque identique : 1.871°, et pour l'alcool dénaturé mélangé de son volume de benzine de houille : 2.033°.

En réalité, la température de combustion, au moins dans les moteurs à grande vitesse, doit être plus élevée en pleine marche, puisque les vapeurs et l'air entrent chauds et sont fortement comprimés. Pour les moteurs à allure lente, il peut y avoir une légère compensation en moins, car il y a refroidissement pendant la phase très courte de la combustion et mélange avec les gaz inertes contenus dans la chambre de compression.

Enfin, nous avons vu que, dans nombre d'appareils, la combustion est loin d'être complète.

Quoi qu'il en soit, les chiffres ci-dessus ne sont pas très éloignés de la vérité, car, dans beaucoup de moteurs, la température est suffisante pour fondre des fils fins de platine.

Pression maximum. — Si, pour empêcher la destruction des huiles de graissage, on n'était pas obligé de refroidir les moteurs par une enveloppe où circule un courant d'eau, on pourrait faire abstraction des pertes de chaleur par convection et rayonnement, et calculer très approximativement la pression maximum produite par la combustion d'un mélange combustible déterminé.

Admettons que la chaleur spécifique soit, comme nous l'avons dit plus haut, une fonction linéaire de la température et posons :

$$c_v = c + \alpha T$$
$$c_p = cK' + \alpha T,$$

pendant la phase de compression supposée adiabatique, puisqu'il n'y a pas échange de chaleur avec l'enveloppe, nous avons la relation :

$$c_v v dp + c_p p dv = o$$

ou :

$$(c + \alpha T)\, v dp + (cK' + \alpha T)\, p dv = o$$
$$c\,(v dp + K' p dv) + \alpha T d\,(pv) = o.$$

Or on a, entre le volume et la pression d'une même masse gazeuse, la relation $pv = RT$, dans laquelle la valeur de R est $\frac{c\,(K' - 1)}{A}$ [1], nous pouvons donc écrire l'équation précédente :

$$cv\,(v dp + K' p dv)\,\frac{\alpha pv}{R}\, d\,(pv) = o$$

ou :

$$\frac{c\,(v dp + K' p dv)}{pv} + \frac{\alpha}{R}\, d\,(pv) = o.$$

Multipliant les deux termes de l'expression fractionnaire par $v^{K'-1}$:

$$\frac{c\,(v^{K'}\, dp + K' p v^{K'-1}\, dv)}{p v^{K'}} + \frac{\alpha}{R}\, d\,(pv) = o\,;$$

d'où, en intégrant :

$$\log \text{nat}\,(p v^{K'}) + \frac{\alpha}{cR}\, pv = \text{constante}.$$

1. La valeur de R est donc :

Pour CO^2	19,23
— H^2O	46,89
— Az.	28,99
— O	26,12
— Air	28,91

Imaginons que la chambre de combustion soit le quart de la cylindrée; nous aurons dans le cas de l'air :

$$\log \text{nat}\, p_1 v_1^{1,44} + 0,00000925\, p_1 v_1 =$$
$$\log \text{nat}\, p_2 v_2^{1,44} + 0,00000925\, p_2 v_2;$$

d'où :

$$\log \text{nat} \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1,44} = -0,0000925\, p_1 v_1 \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1\right).$$

En prenant v_1 et p_1 égaux à l'unité, nous trouvons dans l'hypothèse précédente :

$$\log \text{nat}\, p_2 = \log \text{nat}\, 4^{1,44}\ 0,000925 \left(p_2 \times \frac{1}{4} - 1\right).$$

Ce qui donne sensiblement 7 kilog. pour la valeur de p_2.

De la relation $\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{T_2}{T_1}$, si nous supposons que l'air ait été réchauffé dans le carburateur à 50°, d'où $T_1 = 273 + 50 - 323°$, nous déduisons $T_2 = 565°$, au lieu du nombre 631 qu'aurait fourni la relation $\frac{T}{T_0} = \left(\frac{P}{P^0}\right)^{k-1}$ en supposant la valeur de k constante et égale à 1,40.

L'explosion se produisant sous volume constant détermine une élévation de température Θ, que nous avons appris à calculer ; nous avons donc une température finale $T_3 = T_2 + \Theta$, et enfin la pression produite par l'explosion est de :

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} + \frac{\Theta}{T_1}$$

la pression maximum croît donc quand la compression augmente : elle est d'ailleurs d'autant plus grande pratiquement que la transmission par les parois est plus faible.

La combustion pratique dans les moteurs. — Si, comme on le fait très souvent, on suppose que le cycle d'un moteur à explosion est constitué par deux courbes adiabatiques pv^k et deux verticales, le rendement thermique de la machine serait $\frac{Q_0 - Q_1}{Q_0}$; dans cette formule, Q_0 est la chaleur fournie par l'explosion ; Q_1 la chaleur perdue par les gaz de l'échappement : on trouverait donc, pour la benzine brûlée avec le volume théorique d'air : $Q_0 = 9985$ $Q_0 - Q_1 = 8882$: le rendement serait donc 88 p. 100, en supposant l'échappement à 500°.

Pour le mélange de 10 volumes d'alcool éthylique et 1 volume d'alcool méthylique à 90°, $Q_0 = 5970$ $Q_0 - Q_1 = 4841$, le rendement serait donc 81 p. 100. On est bien loin de trouver des chiffres aussi favorables. Beaucoup de moteurs alimentés aux essences légères de pétrole ne donnent pas un rendement supérieur à 14 p. 100 dans les essais au frein, et il est très rare de dépasser 25 p. 100.

Il faut bien considérer que, d'après les analyses publiées dans le rapport du Jury des moteurs fixes de 1902, bien peu d'appareils ont présenté une combustion complète, par suite le nombre de calories fournies n'est pas celui que l'on peut calculer d'après la quantité de combustible consommée : il peut lui être très inférieur. De là proviennent en grande partie les énormes différences constatées dans les consommations par cheval-heure pour des moteurs de force sensiblement comparable.

Ainsi que nous l'avons fait remarquer dans les notes précédentes, suivant la façon de carburer adoptée, on peut avoir des mélanges homogènes brûlant complètement, ou des mélanges imparfaits, même après compression, formés en partie de masses trop riches en oxygène, en partie de masses trop pauvres.

Enfin nous avons montré que, même avant l'aspiration, les liquides combustibles peuvent être altérés sous l'action de la chaleur et des parois métalliques, avoir subi des oxydations partielles avant l'explosion et perdu inutilement une fraction plus ou moins grande de leur puissance.

D'ailleurs, la puissance utile est celle qui est mesurée au frein : elle peut différer notablement de la puissance accusée par le diagramme d'un indicateur par suite de résistances passives plus ou moins grandes.

Nous avons vu que, pour permettre le graissage et éviter des inflammations anticipées, on est obligé de recourir à une enveloppe d'eau. Même en maintenant cette eau à la plus haute température possible, afin de faciliter la vaporisation des particules liquides entraînées par le courant gazeux, on établit à travers les parois minces des cylindres un échange très actif de calories, qui enlève souvent 40 et même 50 p. 100 des calories dégagées. A la fin de la période de détente, le refroidissement est avantageux puisqu'il abaisse la température finale, mais il est pernicieux pendant la phase de compression, l'explosion et les premières parties de la détente, en abaissant forcément la pression correspondant à chaque valeur du volume engendré par le piston et d'autant plus que la tempétature du mélange gazeux est plus élevée.

Il faut bien remarquer, en outre, que les moteurs à gaz ou à liquides combustibles ne

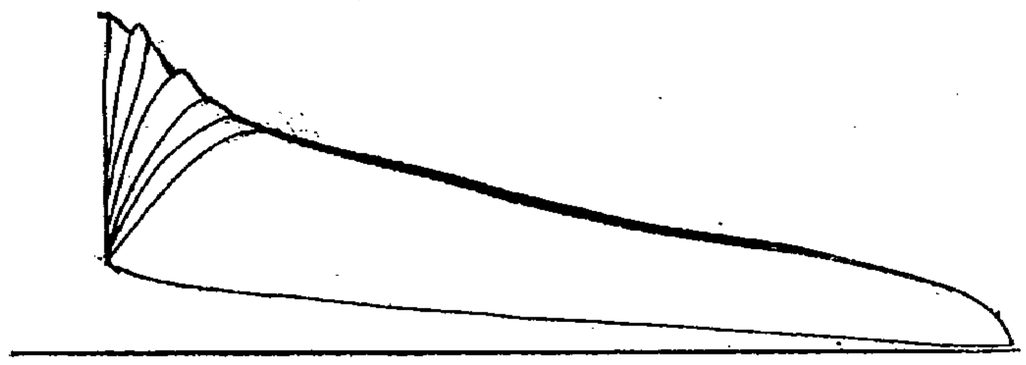


Fig. 3.

sont pas élastiques dans leur fonctionnement comme les moteurs à vapeur à détente variable. Leur rendement est le meilleur quand la résistance à vaincre est sensiblement égale à la puissance maximum de la machine. On est donc amené à employer un moteur un peu trop fort, sauf à diminuer, par l'intervention d'un régulateur à temps voulu, le travail disponible soit en modifiant la composition du mélange explosif, ce qui peut donner de mauvaises combustions, soit en supprimant son introduction jusqu'à ce que le moteur se ralentissant revienne à sa vitesse normale : c'est le procédé le plus usité.

On a donc un certain nombre de *passages à vide*, d'autant moindre que la régulation est plus parfaite, séparés par des explosions donnant le travail moteur maximum.

Or, comme on n'agit pas sur la circulation de l'eau, à chaque passage à vide correspond un refroidissement du cylindre, et, par suite, une diminution du travail moteur, d'où une mauvaise utilisation du combustible.

Il peut même arriver que la combustion commence par une réaction modérée et ne devienne brusque que lorsqu'une partie plus ou moins grande du combustible a été utilisée et que le volume engendré a augmenté notablement.

Le professeur Schöttler (*die Gasmaschine*, 329) relate à ce propos des expériences très instructives sur un moteur à pétrole.

Il laissa la machine faire plusieurs passages à vide, et obtint les diagrammes représentés par la fig. 3.

On voit que, dans les premières explosions, la combustion est loin d'être instantanée et le diagramme fourni par l'indicateur accuse un travail utile fortement réduit, puis on se rapproche peu à peu de l'explosion nette donnant pour le cycle une surface plus grande.

Donc, quand la surface du cylindre était fortement refroidie, la combustion prenait une allure lente qui s'accélérait à mesure que le cylindre se réchauffait.

Pour cette raison, dans nos études sur les produits de la combustion dans les moteurs fixes, nous avons pris pour règle de compter le nombre de *coups utiles* compris entre deux *passages à vide* et de ne faire la prise de gaz que lorsque le moteur était réchauffé.

Schöttler a publié les diagrammes recueillis sur le même moteur, sous la même charge à l'arbre du volant, mais cette fois quand le moteur avait fait un grand nombre de mouvements utiles (fig. 4) : On voit que le diagramme fourni par l'indicateur est sensiblement plus grand : mais l'opérateur constate que la machine *choque* : il y a donc, à partir d'un certain état, une perte de travail due à des chocs. Peut-être conviendrait-il de rapprocher ce phénomène de ce qui se passe dans les bouches à feu à poudres rapides où l'on constate l'existence d'ondes venant alternativement se répercuter sur le fond de l'âme et sur le projectile.

On peut diminuer les incertitudes dues à ces chocs en se servant d'un ressort plus dur, mais on constate, qu'avec le même moteur et le même indicateur, les vibrations

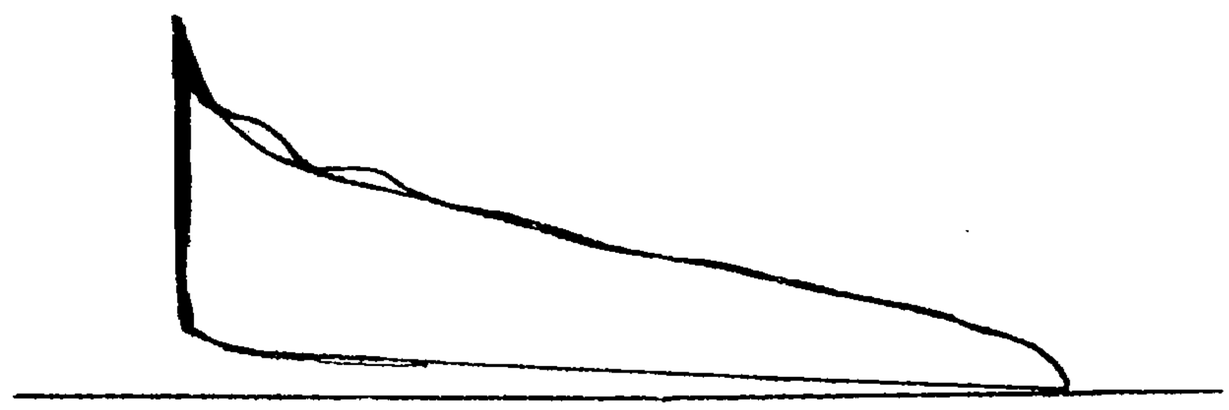


Fig. 4.

s'accusent d'autant plus que la résistance est plus forte et par suite le nombre de *passages à vide* plus faible.

Si la machine *choque*, évidemment le travail utile se trouve diminué, mais on peut généralement rétablir une bonne marche et une utilisation passable en diminuant la richesse du mélange combustible.

Il y a une autre condition à considérer au point de vue du rendement : c'est celle du moment précis où se fait l'inflammation du mélange explosif.

Si, par suite d'une compression exagérée ou, d'une façon générale, d'une élévation de température exagérée, l'auto-inflammation se produit avant que le piston soit à fin de course, l'explosion se traduit par un travail résistant, on entend des chocs effroyables dans l'appareil, et nous avons vu des cas où le moteur finissait par s'arrêter, même sans charge, par suite d'un refroidissement insuffisant du cylindre. On est donc autorisé à dire que le refroidissement du cylindre est un *mal nécessaire*.

Si, au contraire, l'inflammation n'est produite qu'après que le piston a repris, sous l'influence du volant, sa marche rétrograde, le piston fuyant devant l'effort moteur ne recevra qu'une partie du travail possible et le rendement sera diminué.

On conçoit donc qu'il y a une difficulté considérable à vaincre dans l'étude de certains moteurs.

Une machine automobile de très petites dimensions créée pour refroidir son cylindre par le contact renouvelé d'air en mouvement pourra cesser de fonctionner si elle tourne sur place.

Un moteur ajusté pour un combustible déterminé et dans des conditions fixes de température et de pression pourra donner un rendement satisfaisant : mais, vient-on à modifier la composition du mélange explosible, il se pourra que l'inflammation totale ne se produise pas au passage du piston au point mort et que le rendement soit considérablement modifié. Un chauffeur habile corrigera ce défaut en changeant *l'avance à l'allumage* s'il dispose d'une inflammation par étincelles électriques : le problème est presque impos-

sible à résoudre de suite dans le cas d'inflammation par tubes à incandescence : on ne peut généralement y arriver qu'en augmentant la richesse du mélange explosif. De toute façon, ce réglage est intempestif, ainsi que nous l'avons expliqué, dans le cas des moteurs fixes qui, pour les petites puissances, ne doivent pas exiger l'assistance continue d'un ouvrier mécanicien.

De toute façon, il est rare que la combustion soit subite : la ligne du diagramme correspondant à l'explosion n'est pas toujours verticale, ainsi que semblent bien l'indiquer les indications du manographe d'Hospitalier-Carpentier pour les moteurs à alcool.

De plus, on ne peut pas pousser la détente à sa dernière limite. On est donc obligé d'ouvrir la soupape de refoulement avant que les gaz soient revenus à la pression ordinaire, souvent même on le fait avant la fin de la course pour supprimer toute compression : de même, on perd de la force au 1er temps (celui d'aspiration) parce que la soupape automatique ne s'ouvre que lorsqu'un certain vide s'est produit dans le cylindre.

Enfin, dans les moteurs à quatre temps les plus souvent employés, il y a mélange d'une certaine quantité de gaz brûlés avec les gaz neufs et, par suite, diminution de la quantité de chaleur utilisable.

Il est un point qui a beaucoup attiré l'attention des mécaniciens. Le point maximum du diagramme de l'indicateur, si l'on fait abstraction de l'inertie du piston de cet instrument, est loin d'atteindre le maximum calculé en admettant que la chaleur spécifique des gaz produits soit indépendante de la température, et cependant la surface du diagramme est plus grande que celle qui correspondrait à la pression maximum en supposant que le phénomène est adiabatique pendant la période de détente et suit la loi pv^K : de plus, la courbe des détentes n'est pas la même quand on fait varier la nature du mélange explosif.

Plusieurs explications ont été fournies à ce sujet : nous croyons devoir les reproduire en les critiquant : d'autant que le cas de l'alcool dénaturé appelle spécialement l'attention, en ce que les ordonnées moyennes du diagramme de détente sont plus élevées que celles du tracé adiabatique et que celles fournies par le gaz parisien dans un moteur Otto.

Une première hypothèse, présentée, croyons-nous, pour la première fois par Otto, repose sur la stratification des mélanges combustibles. Otto pense qu'il reste, dans la chambre de compression, une certaine quantité de gaz brûlés, auxquels viennent s'ajouter, pendant la phase d'aspiration, d'abord de l'air, puis un mélange combustible. (D'après ce que nous avons vu, dans les notes précédentes, l'ordre de succession des gaz ou corps introduits pourrait être inverse.) Il se peut que ces trois constituants du mélange ne soient pas intimement brassés, mais que la richesse du mélange gazeux varie dans la longueur du cylindre et qu'il y ait une sorte de stratification de mélanges diversement explosifs, malgré le remaniement produit par la compression. Dans ces conditions, même si l'inflammation est communiquée au moment le plus propice, il n'y a pas combinaison instantanée, mais combustion lente, à la place d'une explosion. Nous avons vu, d'après les expériences de Schöttler et les études préliminaires de cette note, que le retard à l'explosion peut exister mais dépendre de conditions tout autres.

L'hypothèse d'Otto a eu pendant longtemps du succès ; on admettait même que les gaz peu explosifs existant au contact du piston constituaient un matelas protégeant le mécanisme contre les effets de chocs trop violents. L'hypothèse de la stratification, telle qu'elle a été émise par Otto, paraît abandonnée.

Une autre explication, basée également sur un retard de la combustion complète, a été présentée par Wedding et par Clerk. Ces auteurs supposent que la température produite dans la chambre de combustion est suffisante pour déterminer la dissociation des produits possibles : dès lors, il n'y aurait plus combinaison instantanée et complète, mais combinaison partielle et ne devenant totale que lorsque la détente se produisant et le travail mécanique absorbé refroidissant le mélange gazeux, en même temps que le contact

avec une plus grande surface de parois relativement froides, le mélange se trouvait à même de subir une nouvelle combinaison. Cette hypothèse pouvait cadrer avec les premières expériences fournies par l'emploi d'indicateurs à ressorts trop faibles. On constatait, en effet, des ressauts brusques dans la courbe de détente, comme si de nouvelles combinaisons intervenaient. Mais l'emploi de meilleurs indicateurs de pression, plus puissants, bien que sensibles, a fait disparaître le phénomène des ressauts et abandonner l'idée des dissociations.

Il resterait à discuter l'influence du refroidissement des parois auquel Witz a attaché une grande importance. Les expériences de Schöttler relatées ci-dessus montrent que, dans certains cas, l'influence des parois peut déterminer, en effet, un retard à la combinaison complète et, par suite, un abaissement du point maximum du cycle et une variation de la vitesse de chute de la courbe, mais elles indiquent aussi que cette action n'a d'influence notable que dans des conditions faciles à déterminer, et disparaît en pleine marche, à moins qu'on n'exagère le refroidissement.

D'après les expériences auxquelles nous avons assisté, nous croyons avec Witz qu'il est bon de maintenir l'eau de l'enveloppe à la plus haute température possible, mais il ne nous paraît pas démontré qu'il faille employer des mélanges pauvres et opérer à très grande vitesse. Il semble bien que les mélanges pauvres, tels que ceux que donnent les gaz des hauts fourneaux, procurent un excellent rendement : mais, pour fournir un grand travail, ils exigent des cylindres énormes, dont la surface est réduite par rapport au volume ; l'influence du refroidissement est donc faible et, d'autre part, les chocs sur la tête du piston sont très amoindris. Mais, dans les essais suivis au Concours international de moteurs à alcool de 1902, nous avons nettement constaté que les moteurs à très grande vitesse étaient ceux qui utilisaient le plus mal le combustible employé à ces essais. Sans vouloir rejeter l'opinion de Witz, je crois avoir le droit de dire qu'elle est trop absolue.

Il semble que l'on s'est trop longtemps attaché à la formule de la courbe adiabatique supposant une chaleur spécifique constante.

Si l'on admet, conformément aux travaux de Mallard et Le Chatelier et à ceux de Berthelot et Vieille, que la chaleur spécifique des gaz augmente avec la température sensiblement suivant une fonction linéaire de celle-ci, on trouvera d'abord que la température de combustion est très notablement plus basse qu'on ne l'admettait : la pression maximum est par suite beaucoup diminuée. D'autre part, la courbe adiabatique calculée dans cette hypothèse descend moins rapidement d'une façon générale : enfin, les valeurs de R entrant dans les éléments de calcul de cette courbe variant beaucoup avec la nature des gaz constituant le mélange, on ne doit pas s'étonner, qu'en passant d'un combustible à un autre, les courbes de détente ne se ressemblent pas.

En résumé, si l'on fait fonctionner, dans de bonnes conditions de carburation, un même moteur à l'essence de pétrole et à l'alcool, on pourra obtenir un plus grand effort avec l'alcool, parce que chaque cylindrée permet d'introduire plus de combustible utile, la quantité d'air nécessaire étant moindre. Le pouvoir explosif de l'alcool est moindre que celui de l'essence de pétrole ; il y a donc moins de travail inutilement dépensé.

Il a été démontré, dans le dernier concours international officiel, que l'alcool peut être intégralement brûlé, ce qui est très rare avec l'essence de pétrole ; l'alcool compense ainsi partiellement le défaut inhérent à sa composition de dégager relativement peu de chaleur.

Le diagramme d'indicateur d'un moteur à alcool est généralement plus tendu que celui d'un moteur à gaz et par suite permet d'atteindre un meilleur rendement thermique.

Mais il ne faut pas oublier les difficultés spéciales que nous avons signalées dans les notes précédentes ; difficultés qu'il est d'ailleurs possible de tourner, ainsi que l'ont déjà montré quelques constructeurs.

(*A suivre.*)

PROCÉDÉS ET MACHINES AU JET DE SABLE

Par M. **C. Franche.**

(*Suite*[1].)

Aiguisage et réaffutage des limes. — En dépit de la perfection atteinte, dans l'exécution des travaux d'ateliers mécaniques, par les machines-outils modernes livrant des pièces de série presque irréprochables, l'usage des limes nécessaires à l'ajustage et au montage a été loin de décroître, comme il pourrait sembler ; ces vénérables et modestes outils, auxiliaires obligés des chefs-d'œuvre qu'on produisait naguère, se sont rendus d'autant plus indispensables et ont exigé d'autant plus de soins pour leur entretien que les retouches finales, sur des pièces plus nombreuses, devenaient plus délicates et devaient, en outre, se faire à meilleur compte.

Autrefois les limes émoussées étaient mises au rebut ; puis on chercha, par des procédés chimiques ou électriques, à prolonger leur durée pour bénéficier de l'économie résultant d'un nouveau service, avant de les envoyer au fabricant qui en meulait les dents et les retaillait ; on immergeait, par exemple, ces limes dans diverses solutions où elles étaient dégraissées, puis attaquées par des acides plus ou moins concentrés ; enfin elles étaient lavées, séchées et graissées ; leurs arêtes mordantes étaient ainsi avivées ; du moins tel était le but poursuivi. Cependant jamais elles ne recouvraient leur acuité première ; parfois, au

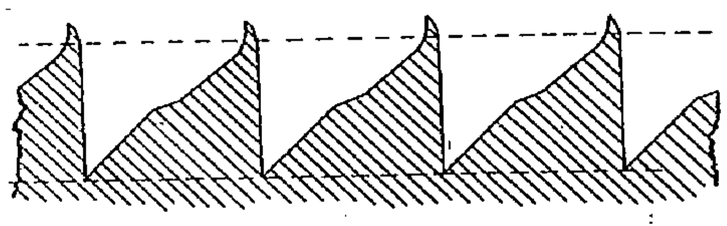


Fig. 23.

contraire, il se produisait des ratés résultant de ce que les dents étaient corrodées pendant l'opération.

De toutes façons, au lieu de soutenir un travail effectif de 10 heures environ (grosses limes), on devait les réformer après une bien moindre durée, ce qui rendait finalement onéreux l'emploi de l'outil réparé.

Les surfaces d'une lime, quelle que soit sa section, sont formées de stries disposées obliquement par rapport à leur longueur et dirigées sur deux sens qui se coupent ; les dents, qui résultent de la rencontre de ces petits sillons obtenus par le piquage, sont donc faites par un refoulement du métal.

Si l'on exagère la section d'une dent, on peut représenter par la fig. 23 la coupe d'une lime taillée à la main ; on remarque que le tranchant des dents est surmonté d'une bavure en forme d'arête recourbée, qui ne correspond pas au profil classique des tranchants d'outils et qu'il est nécessaire de faire disparaître, si l'on veut que la lime s'émousse moins vite et morde mieux.

C'est ce que le procédé au jet de sable permet d'obtenir, car il peut non seulement revivifier le mordant des limes usagées pour les remettre à neuf, deux ou trois fois selon

1. *Revue* d'avril 1904, p. 341.

leur grosseur ou leur état, mais encore supprimer la bavure originelle par un affûtage préalable ; Richardson (*Appendice*, brevet n° 121930 du 4 janvier 1878) paraît être le premier inventeur qui ait proposé cette application du jet de sable sec ; mais un peu plus tard, cette idée fut reprise par Tilghman et Mathewson (*Annexe*, brevet n° 132.972 d'octobre 1879) avec la modification très importante d'un jet de *boue de sable* entraînée et chauffée par la vapeur.

La fig. 24 montre la coupe d'une lime aiguisée dans l'appareil spécial imaginé pour ce travail ; on voit que le tranchant est parfaitement vif et se présente dans de meilleures conditions ; la partie teintée en noir est celle qui disparaîtra lors de l'emploi.

La réfection complète d'une lime rebutée comportait autrefois, en réalité, la recuisson,

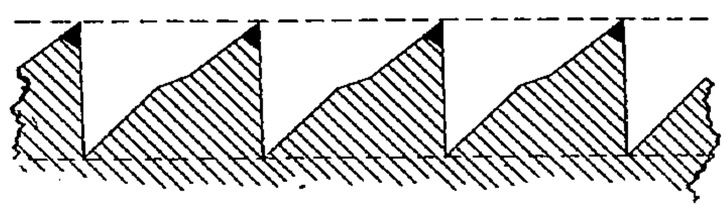


Fig. 24.

le meulage des dents et leur retaillage, ainsi qu'une nouvelle trempe ; comme il est dit ci-dessus, la présence de la bavure ne pouvait être évitée ; aujourd'hui ces diverses opérations sont supprimées et on réaffûte à froid les dents des limes ayant fourni un travail courant, c'est-à-dire lorsque ces outils n'ont pas leurs arêtes trop rouillées ou cassées ; on leur rend une acuité supérieure à celle qu'on parvenait à leur donner au moyen des anciens systèmes.

Une lime émoussée (fig. 25) a des dents dont le tranchant n'existe plus ; l'arête de travail a été abattue et remplacée par un petit méplat ; il est hors de doute que son action sur les métaux à attaquer sera des plus faibles. Le rôle du jet de sable est, dans ce cas, d'enlever une petite partie du profil en dessous du trait ponctué figurant la limite usagée. Les dents ont, bien entendu, perdu un peu de leur hauteur, mais leur tranchant est parfait et répond à toutes les exigences ; les limes sont également débarrassées des sels employés

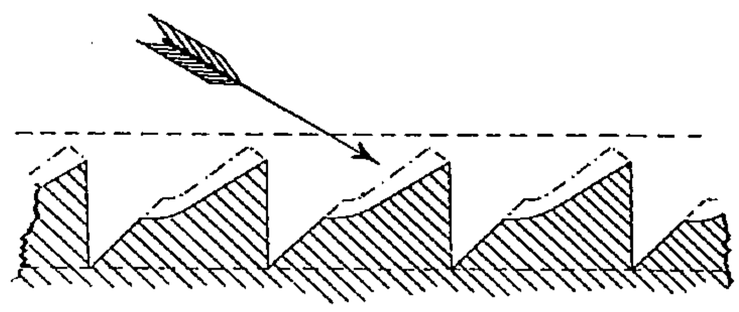


Fig. 25.

pour la trempe et qui se sont incrustés dans les lames ; le jet de sable leur donne une teinte gris clair mat très uniforme.

Tilghman, l'inventeur de cet appareil, lui a donné le nom de *meule liquide* parce qu'en effet les limes y sont soumises à l'action d'un mince jet de boue de sable entraîné directement par la vapeur ; on emploie avec succès, pour ce travail, le résidu pulvérulent de grès servant au polissage des glaces.

Le principe de son fonctionnement réside en ce que le jet de boue atteint le dos des dents sous un angle moyen de 70° (fig 25) et les aiguise en y produisant un léger creux ; le chanfrein résultant de l'usure est ainsi supprimé et chaque dent est limitée par un tranchant bien net ; on peut comparer l'effet obtenu à celui qui proviendrait de l'affûtage, dent par dent, sur une pierre à aiguiser, à la façon d'un ciseau isolé. La dureté du métal importe d'ailleurs peu, et celle qui naît de la trempe n'est pas un obstacle pour le jet de sable ; il n'est donc nullement besoin, dans le nouvel appareil, de détremper les limes avant de les repasser ou de les réaffûter.

La partie principale de la machine à affûter les limes est l'éjecteur (fig. 26, 27, 28) qui est représenté dans sa position de travail (voir l'Annexe pour les modifications successives qu'a subies cet organe) ; il se compose d'une boîte en bronze *a* se fixant sur le tuyau d'amenée de la vapeur, en *b* ; sa partie cylindrique se prolonge par un prisme tronqué, ouvert sur ses parois les plus longues ainsi que par son sommet, et sur lequel on dispose des couvercles *c*, retenus par de petites vis, à l'effet d'en visiter l'intérieur.

Une sorte d'anse *d* est adaptée sur le dessus du col de l'éjecteur ; nous en verrons plus loin la destination ; à l'intérieur est une traverse venue de fonte, munie d'un renflement

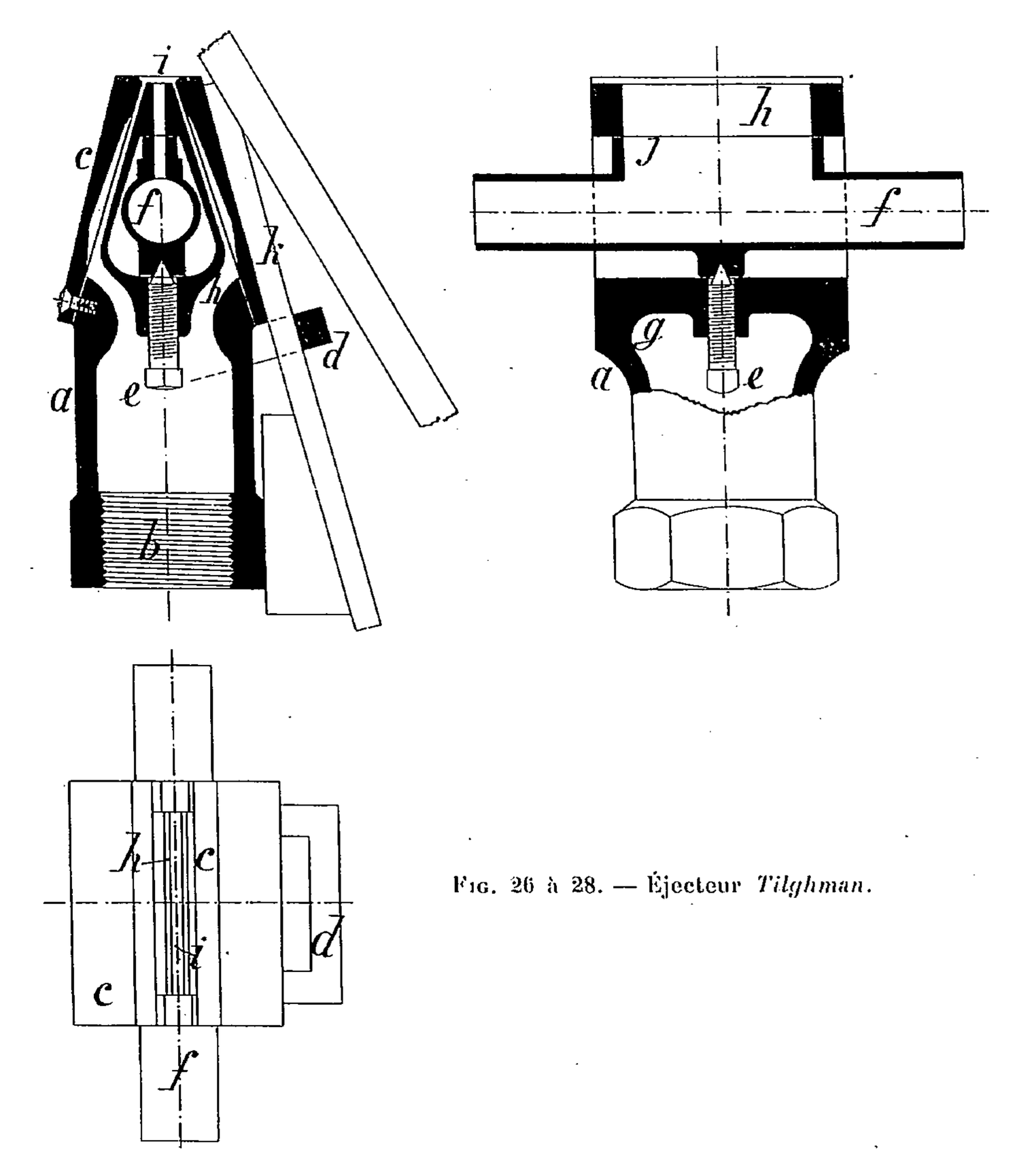


Fig. 26 à 28. — Éjecteur *Tilghman*.

pour le passage d'une vis de serrage *e*, qui maintient en place la tubulure d'arrivée de la boue *f* ; cette même traverse *g* se raccorde avec une boîte intérieure *h*, également venue de fonte avec la boîte générale, de sorte qu'ouverte sur les flancs, elle permet l'introduction de la tubulure du mélange de sable et d'eau ; la boîte intérieure *h* est fendue, vers l'extrémité, en forme de lame mince *i*.

La pièce centrale *f* est destinée à l'arrivée de la boue liquide ; c'est une simple tubulure ouverte aux bouts, ayant un téton de serrage pour correspondre à la vis *e* et, diamétralement opposée à cet appendice, une butée *j* s'appuyant sur la boîte

intérieure h ; ladite butée est percée d'un orifice rectangulaire de même dimension que celui de la boîte intérieure h.

Le fonctionnement de l'éjecteur est le suivant : la vapeur affluant de la tubulure b contourne la boîte intérieure, se dirige entre les couvercles c et cette même boîte h, et s'échappe en lames minces par les petits orifices rectangulaires laissés entre eux à l'extrémité.

A la façon d'un Giffard, la vitesse dont elle est animée provoque une succion dans l'orifice rectangulaire central i, d'où résulte une aspiration et un entraînement de la boue de la tubulure f.

S'il s'agit d'aiguiser une lime, le jet a une forte inclinaison sur l'outil à affûter ; s'il ne faut, au contraire, que nettoyer simplement une lime neuve après trempe, le jet doit frapper l'acier verticalement ou à peu près ; dans le premier cas, on se débarrasse du morfil qui a pris naissance par le refoulement du métal lors de la taille, ainsi que nous l'avons vu ; dans l'autre, la lime étant tenue perpendiculairement au jet, celui-ci pénètre dans toutes les entailles (dont la nature et les dimensions n'ont aucune importance),

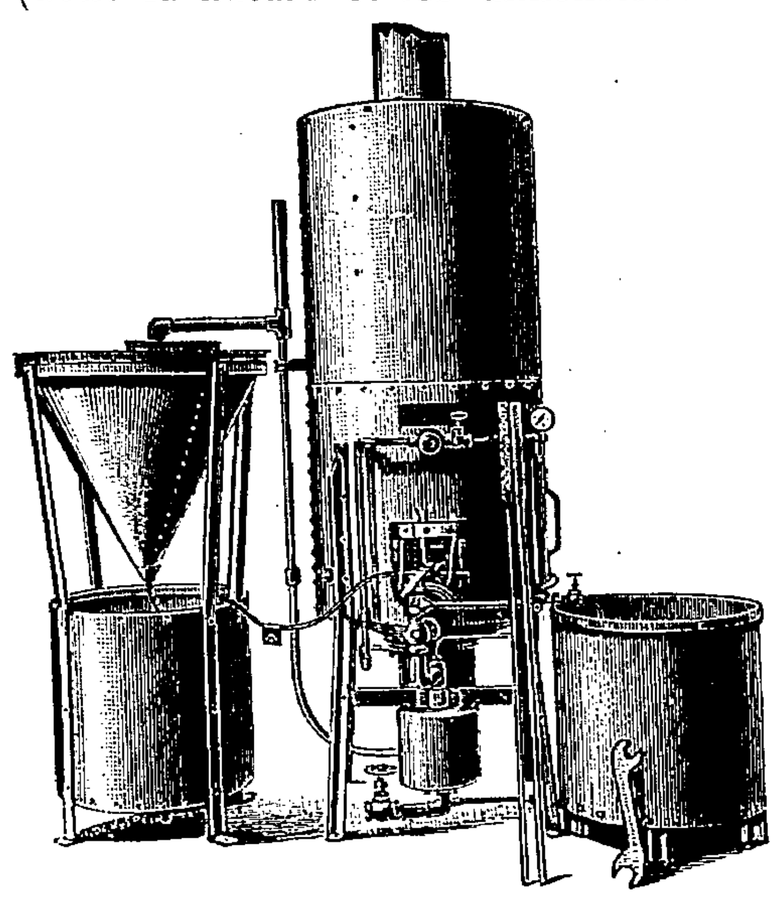


Fig. 29

même les plus fines, enlève chaque trace de sel ou autres résidus de la trempe et produit sur la surface entière une couleur mate très uniforme.

Cette apparence mate est une grande qualité de la lime réaffûtée ; en effet, on a reconnu qu'après un matage, les peintures ou les enduits adhéraient beaucoup plus fortement aux métaux, quels qu'ils soient, soumis à l'action du jet de sable ; il est probable que, dans cette opération, chaque molécule affecte une forme plus ou moins crochue, très propice au maintien des peintures ; quoi qu'il en soit de cette théorie, la surface mate produite par le jet de sable est la cause d'une meilleure fixation de l'huile dont on enduit la lime, de sorte qu'on obtient une protection parfaite contre la rouille.

L'anse d adaptée au collier de l'éjecteur sert à maintenir une barrette en laiton k sur laquelle l'ouvrier appuie la lime à affûter ; il constate le degré d'avancement du travail par l'adhérence qui existe entre l'outil à réparer et la barrette de laiton.

On peut encore différencier la qualité de l'affûtage en disposant une lime contre un bloc de bois ; si on pose un prisme de bronze poli sur la face supérieure, celui-ci glisse sur la lime taillée à la main sous une inclinaison de 20 à 30°, et, naturellement, encore plus faible lorsque la lime est émoussée ; tandis qu'il faut atteindre une inclinaison de 35 à 45° avec une lime sortant de la machine à réaffûter.

La machine elle-même est représentée dans son ensemble par la fig. 29 et schématiquement par la fig. 30 ; il sera facile de rapporter de l'une à l'autre les indications que nous allons fournir sur ses organes et son fonctionnement.

La projection de sable se fait par deux éjecteurs semblables et superposés, opérant, par conséquent, à la fois sur les deux faces opposées de la lime ; ils sont placés dans un grand tambour de protection *a*, muni d'une cheminée d'évacuation à la partie supérieure ; sauf les éjecteurs, tous les autres organes sont extérieurs ; la vapeur leur est amenée par les branchements *v* de la conduite principale *c*, avec interposition de valves de réglage *d*.

Un manomètre *e* permet de se rendre compte si l'on se maintient aux environs de la pression de régime, et le fluide, avant de pénétrer dans la conduite *c*, traverse un asséchcur *f*, dont nous parlerons en détail plus loin ; un robinet général de commande *y* est susceptible de couper plus ou moins l'arrivée de vapeur.

L'assécheur ou séparateur d'eau *f* est, d'autre part, en communication avec une

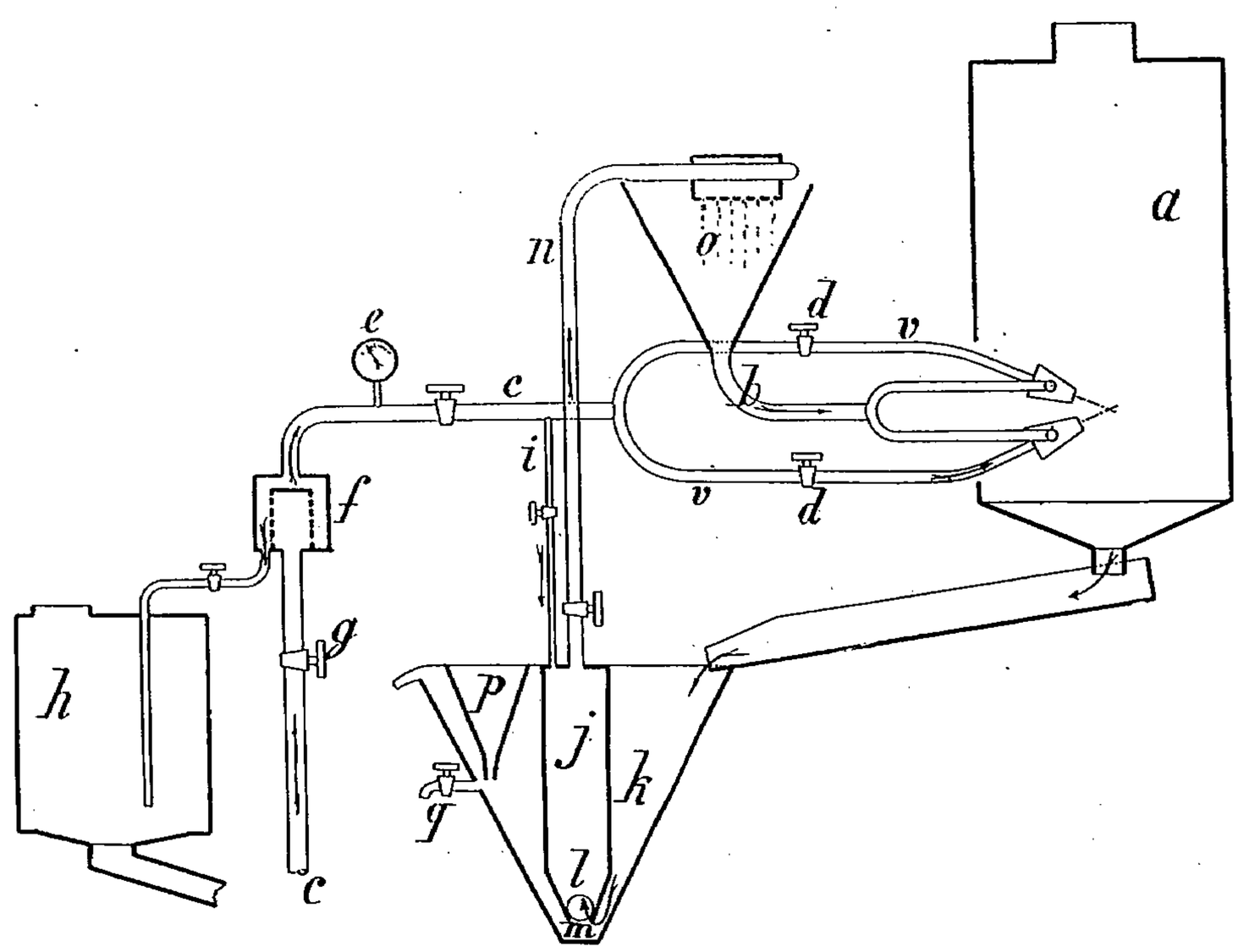


Fig. 30. — Affûteuse *Tilghman*.

cuve *h*, où se rend l'eau de condensation ; il existe un trop-plein pour cette dernière cuve *h* avec décharge dans un caniveau situé au-dessous du plancher ; nous aurons à revenir sur le rôle du bac ; continuons d'abord à étudier le trajet suivi par la vapeur, dont une partie est déjà utilisée à produire l'appel de la boue dans les éjecteurs.

Un autre branchement *i*, avec robinets de manœuvre à portée de la main de l'ouvrier, porte la vapeur dans une sorte de pulsomètre *j*, entouré d'un mélangeur du sable et de l'eau *k*. Selon les besoins, si on lance de la vapeur dans la cloche *j*, il y a d'abord refoulement du mélange jusqu'à ce que l'orifice inférieur de celle-ci soit obturé par une balle lestée *l* en caoutchouc, faisant office de clapet ; une soupape supérieure règle d'ailleurs à 0 kg. 75 la pression de la vapeur dans le pulsomètre *j*.

Lorsque la vapeur est condensée, le mélange d'eau et de sable contenu dans le mélangeur *m* s'élève par le tuyau *n* jusqu'au cône *o*, dans lequel la boue pénètre en traversant un tamis.

Comme détails accessoires, remarquons que le mélangeur est muni d'un entonnoir de chargement p, d'un robinet de vidange q et d'un trop-plein; de son côté, le cône o est supporté par un peson (non représenté) dont les indications guident l'ouvrier pour le rechargement périodique de ce cône. Le fond de celui-ci est relié aux tubulures à sable des éjecteurs par un tuyau b, se bifurquant aux deux autres plus petits.

Le fonctionnement de la machine est dès lors facile à suivre : la vapeur, fournie par le générateur, traverse l'assécheur f et se rend partie aux éjecteurs d'abord où, par succion, elle fait appel de la boue par les tuyaux b, et, simultanément, arrive au pulsomètre j. La pression fait fermer le clapet inférieur l; le liquide contenu est réchauffé, puis monte dans le cône o pour être ensuite pris par les éjecteurs; à la sortie de ceux-ci, la boue tombe au fond de la grande cloche a, pour être ramenée au mélangeur m et servir à nouveau.

La caisse h, qui reçoit l'eau de condensation séparée par l'assécheur, est remplie d'eau

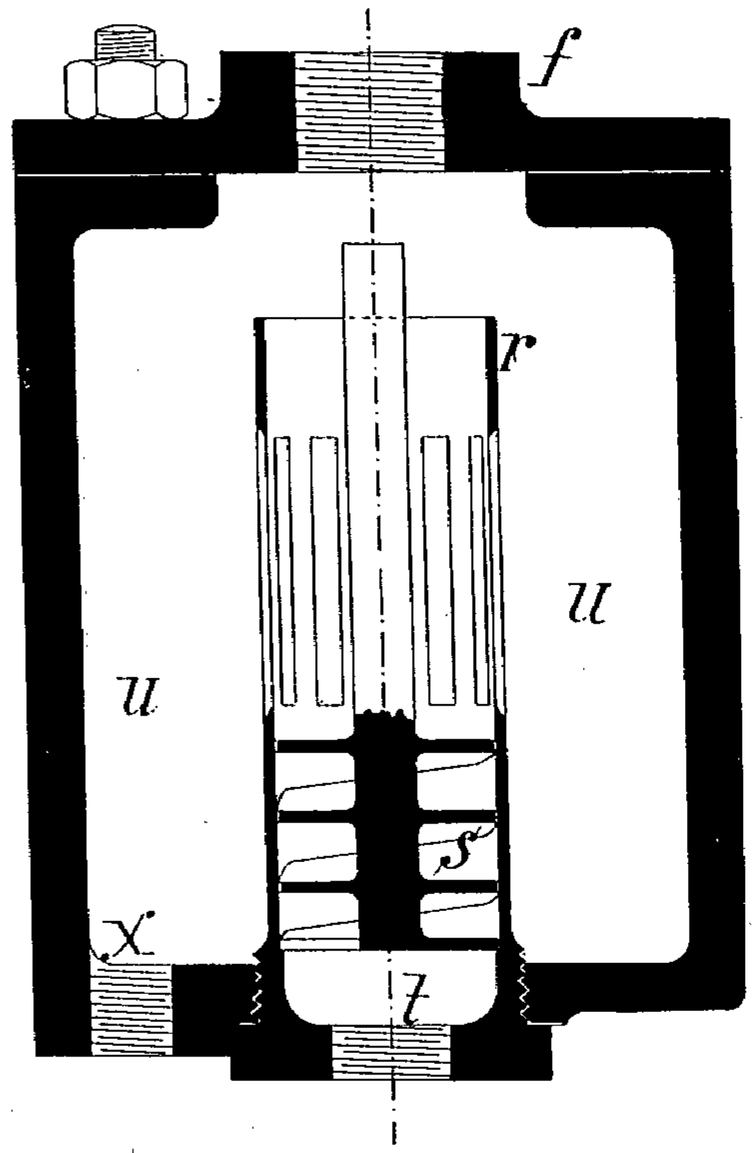


Fig. 31. — Séparateur d'eau f (fig. 30).

de chaux à une certaine température; on y trempe les pièces à leur sortie de l'appareil pour les empêcher de rouiller.

Le séparateur d'eau f (fig. 31) est une pièce cylindrique fermée de toutes parts sauf pour l'entrée et la sortie de la vapeur et pour la purge; il contient un tube concentrique r dont la base est en partie occupée par une spirale s, formant chicane; les parois verticales de ce tube sont percées de lumières rectangulaires.

On sait que le fluide moteur entraîne une assez grande quantité d'humidité dépendant principalement du degré de détente que l'on fait subir à la vapeur; aussi le caractère du séparateur d'eau repose-t-il sur le principe général suivant : l'humidité peut être séparée de la vapeur ou de tout autre fluide élastique si l'on imprime à ce fluide un brusque changement de direction qui projette dans des sens différents les particules plus denses de l'eau et les particules plus légères qui forment la vapeur.

La vapeur qui entre en t est forcément soumise à la force centrifuge dans la spirale

inférieure s; en raison de ce mouvement héliçoïdal, les globules aqueux sont séparés du fluide et projetés le long des parois percées de lumières, au travers desquelles elles passent pour se répandre dans l'espace annulaire extérieur u, et, enfin, le liquide condensé s'en va, par la tubulure x, au bac à eau de chaux.

L'appareil peut être desservi par un ouvrier et un aide chargé des manutentions accessoires : dépaquetage, vérification du mordant, graissage et emballage ; l'ouvrier place les limes dans une tenaille ou dans un manche appropriés et les introduit dans la machine de telle sorte que les sillons de la première taille soient parallèles aux lèvres de l'éjecteur. C'est le dos des limes qui reçoit l'action du jet de boue et on anime celles-ci d'un mouvement de va-et-vient.

L'affûtage des limes exige un temps qui ne dépend que peu de la finesse de leur taille ; c'est leur forme et leur longueur qui assignent un nombre d'opérations plus ou moins grand ; on peut estimer à 40 environ la quantité de limes neuves aiguisées par heure et à 25 celle des limes à réaffûter lorsqu'il s'agit des grosses limes. Le rendement par heure est de 1 à 6 douzaines de limes bâtardes, demi-douces et douces ne subissant que l'aiguisage en leur état de neuf ; d'autres fois, la production à l'heure est de 20 à 50 douzaines, suivant la nature et les dimensions de ces outils ; elle est donc fort variable.

La consommation de vapeur à 4 kilog. varie de 150 à 350 kilog. pour l'aiguisage et ne dépasse pas 200 kilog. à l'heure pour le réaffûtage, ce qui nécessite, approximativement, une surface de chauffe de 9 à 12 mètres carrés.

Quant au sable, qui est réemployé pour la presque totalité, il n'est besoin que d'en prévoir une dépense de 0 kg. 250 pour compenser la petite quantité qui s'attache aux limes et qui se perd de diverses façons.

Machine a table rotative. — Cette machine sert au nettoyage des pièces de fonderie, fonte, acier, bronze, etc. ; selon sa puissance, elle peut être utilisée : dans les fabriques de lampes ou de raccords, pour les bronzes d'art, dans l'industrie des boutons ou des instruments de chirurgie, pour la fonte malléable, etc. Outre les appareils propres à la soufflerie de sable, elle nécessite des organes commandés mécaniquement, pour lesquels suffit généralement un renvoi de transmission peu important.

Elle se compose principalement d'une table ronde en fonte ajourée qui tourne lentement, et sur laquelle on dépose les pièces à sabler aussi près que possible les unes des autres afin d'utiliser tout l'effet du jet ; on a soin de les retourner aussitôt qu'elles sont nettoyées d'un côté. Pour faciliter cette manœuvre, une partie de la surface du plateau circulaire saillit hors de l'appareil, ce qui permet d'observer l'avancement de l'opération et de veiller particulièrement à ce qu'aucune pièce ne reste trop longtemps exposée à l'action du jet de sable.

La rotation de la table est provoquée par un jeu d'engrenages coniques situés en dessous ; la roue dentée est fondue avec la table et l'ensemble est monté sur un pivot, maintenu verticalement par une traverse du bâti ; le pignon est actionné par un arbre horizontal, parallèle à la façade et mû lui-même par des relais d'engrenages latéraux ; le rôle de ceux-ci est d'obtenir une diminution de la vitesse communiquée par l'arbre horizontal supérieur.

C'est ce dernier qui porte les poulies de commande fixe et folle ; il embraye avec l'arbre latéral et donne ainsi le mouvement au plateau couronnant cet arbre ; une bielle, connectée avec le plateau, et une manivelle actionnent l'arbre porte-buse situé à l'arrière de la machine et font par conséquent décrire à la buse un arc de cercle dont le développement correspond à peu près au diamètre de la table rotative.

L'arbre porte-buse est creux ; c'est par son centre et à la partie supérieure que l'air comprimé est admis à sa sortie du réservoir ; un second tuyau, parallèle au bras horizontal

creux, où sont fixées les buses oscillantes, sert à l'approvisionnement du sable ; de la sorte l'air et le sable se rencontrent au droit de l'éjecteur qui constitue dès lors un simple appareil portatif, tel que celui décrit précédemment (fig. 13).

Tous ces organes sont entourés d'un grand coffre demi-cylindrique en tôle, à la base duquel est située la trémie à sable ; quand il a produit son effet sur les pièces, il retombe, en passant à travers les vides de la table rotative, dans la bâche inférieure construite en plan incliné et se terminant à des ajutages que le sable atteint, ainsi, par son propre poids ; là il est repris par l'aspiration des buses et envoyé au bras oscillant par des tubes en caoutchouc.

Par un dispositif spécial, l'action effective du jet est exactement la même au centre que sur les bords ; la pression de l'air est, en effet, plus forte vers la circonférence du plateau et va en décroissant au fur et à mesure que le bras oscillant passe devant le centre ; cela contre-balance la différence de vitesse linéaire que la table rotative possède en ces deux points et s'obtient par un élargissement progressif de la section d'écoulement de l'air.

Les poussières sont enlevées de l'intérieur de l'appareil par des aspirateurs et évacuées à l'aide de deux forts tuyaux débouchant, d'abord, dans un grand coffre en bois généralement fixé au plafond de l'atelier où leur force vive s'amortit, puis se continuant jusque hors l'atelier.

Des variantes de cette machine se construisent avec un balancier porte-buse animé d'un mouvement vertical de pendule au-dessus de la table rotative ; mais cette disposition est évidemment moins bonne parce que le jet ne touche verticalement les objets qu'une seule fois dans son parcours et que, dans les autres positions de la trajectoire, il ne les attaque que sous certains angles ; il en résulte un nettoyage ou un décapage moins uniformes.

Parfois, le plateau circulaire est combiné pour tourner sur rouleaux moteurs ; cette disposition laisse aussi la surface supérieure complètement libre, ce qui est avantageux. La ou les buses, comme il arrive dans quelques types plus puissants, peuvent également être ajustées de façon à se régler en hauteur, afin que le jet s'approche des pièces autant qu'il est nécessaire ; néanmoins les objets un peu volumineux ou de formes contournées doivent être déplacés de temps à autre pour que leur dérochage soit tout à fait régulier.

Le diamètre de la table rotative varie de 1 m. 20 à 2 m. 60, permettant de traiter des pièces ayant 0 m. 30 à 0 m. 35 de hauteur avec, comme dimensions horizontales, 0 m. 90 × 0,15 à 2 m. 30 × 0,35 environ, ou encore des cercles de 0 m. 30 à 0 m. 90 ; selon leur force leur production peut être estimée de 200 à 600 kilog., par heure, de fonte nettoyée au moyen des plus petits appareils, et de 600 à 1.800 kilog., dans le même temps, pour les numéros supérieurs.

On communique l'énergie au sable tantôt par un ventilateur à haute pression et tantôt par un compresseur ; il est à peine besoin de dire que l'on facilite beaucoup la manutention de certains objets pesants par l'installation d'appareils accessoires de levage, dont un autre avantage est d'éviter les risques de casse par la sécurité de leur fonctionnement.

Machine pour grandes surfaces planes. — Soit que l'on fasse usage d'une basse pression 0 m. 50 d'eau avec un ventilateur, soit que l'on atteigne une pression de 1 kg. 50 par compresseur, cet appareil est destiné à opérer sur des surfaces assez considérables, telles que dans le travail du dépolissage des verres et des glaces ou leur décoration, dans le matage du zinc, du cuivre, de l'aluminium, dans le décapage des tôles pour panneaux.

Il en existe plusieurs systèmes ; celui qui est choisi comme exemple fonctionne mécaniquement quant à ce qui concerne le va-et-vient de la pièce soumise au jet de sable et la commande aux divers ventilateurs.

Le mouvement est donné par des poulies supérieures et communiqué, par renvois d'arbres et de courroies, au ventilateur Roots pour l'émulsion du sable (placé selon la commodité), à ceux d'aspiration des poussières, situés latéralement, et enfin à la table supportant la ou les pièces.

La partie principale, le jet, est constituée par une fente longitudinale d'un coffre pyramidal supérieur, dans lequel le sable est continuellement agité par l'effet du ventilateur ; la pression le lance de haut en bas à travers cette ouverture ; de cette manière, il frappe l'objet sur la face du dessus ; les cadres vitrés, dont l'appareil est entouré, permettent de surveiller le travail et, au besoin, d'interrompre le jet instantanément au moyen d'un régulateur de débit à portée de la main de l'ouvrier. Il n'y a, par conséquent, qu'un seul entonnoir à air et à sable ; un élévateur remonte le sable dans cet entonnoir au fur et à mesure qu'il tombe en dessous du plateau après son action.

La table de transport, qui possède un mouvement lent alternatif, est actionnée de telle façon que la vitesse convenant au travail spécial à exécuter puisse être réglée par un cône à étages intermédiaire).

Son fonctionnement est, de la sorte, automatique : les objets sont posés sur le bout du plateau au moment où il est apparent et ressortent de l'autre tout usinés. Les poussières très ténues prenant naissance pendant l'opération sont aspirées et rejetées au dehors, à la façon d'autres machines déjà décrites.

Dans un autre système, la table est remplacée par une toile continue en caoutchouc actionnée par des galets ; parfois encore les poussières sont abattues au moyen d'eau en pluie, vers laquelle le ventilateur aspirant les conduit ; il est bon de signaler que, dans les villes, cette précaution est de toute nécessité pour le voisinage ; elle est même d'ordonnance dans certains grands centres.

On emploie la machine à table ou à rouleau, avec buse occupant toute la largeur, non seulement pour la décoration et le décapage, mais aussi pour granuler les plaques, en zincographie ; on sait que, dans cette industrie, les pierres lithographiques sont remplacées par des plaques en zinc, moins coûteuses et moins lourdes ; par le procédé au jet de sable, on donne aux plaques un grain très recherché, en faisant choix d'un sable plus ou moins fin et approprié au but que l'on poursuit.

La largeur des feuilles de verre pouvant être opérées dans une allée et venue varie de 0 m. 45 à 1 m. 65, proportionnellement au numéro de la machine ; dans les mêmes conditions, et de plus, en tenant compte de la vitesse d'avancement de la pièce, qui résulte elle-même du travail en cours, on peut produire depuis 72 jusqu'à 500 mètres carrés par journée de 10 heures.

Machine a tambour rotatif. — Pour le nettoyage des pièces métalliques de petites dimensions, la machine à tambour rotatif est d'un meilleur emploi que le système à table tournante, quelque peu encombrant ; le décapage y est tout aussi bien soigné ; il remplace complètement aujourd'hui l'ancien tonneau à rouler, dans lequel les arêtes des objets étaient trop brutalement entrechoquées ; il les nettoie beaucoup mieux.

Le rôle du tambour consiste à présenter alternativement toute la surface des pièces à l'action du jet de sable ; il tourne lentement au lieu d'être animé de la vitesse excessive des tonneaux que nous rappelons ; il ne fait guère qu'un tour ou deux par minute, de façon à ne retourner les pièces que petit à petit et, pour ainsi dire, méthodiquement. Cette machine exige une pression assez forte obtenue au compresseur qu'accompagne toujours un réservoir de capacité convenable.

Dans le système Gutmann (fig. 32) où l'air et le sable sont préalablement réunis et fournis par un *mélangeur* (voir plus loin), le tambour est supporté sur des galets moteurs ; la paroi cylindrique du tonneau est perforée de trous nombreux et elle est munie d'une

porte de chargement que l'on clôt avant de mettre la machine en fonction; les fonds plats du tambour ont une large ouverture centrale servant à l'introduction de la buse ainsi qu'au jeu nécessaire à son mouvement d'allée et venue.

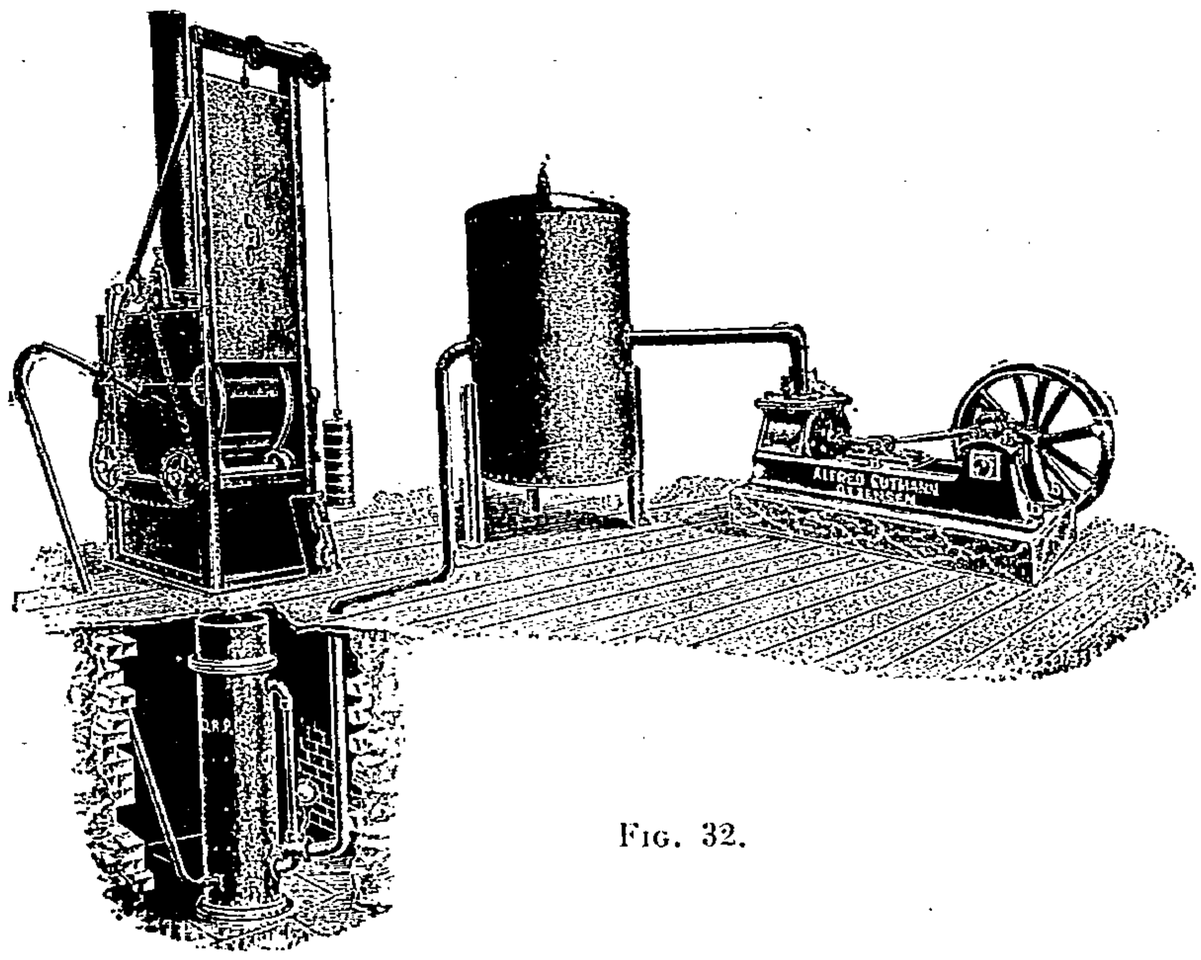


Fig. 32.

On communique le mouvement aux organes mécaniques de l'appareil par une poulie correspondant à la transmission générale de l'atelier; une chaine Galle rend solidaires les

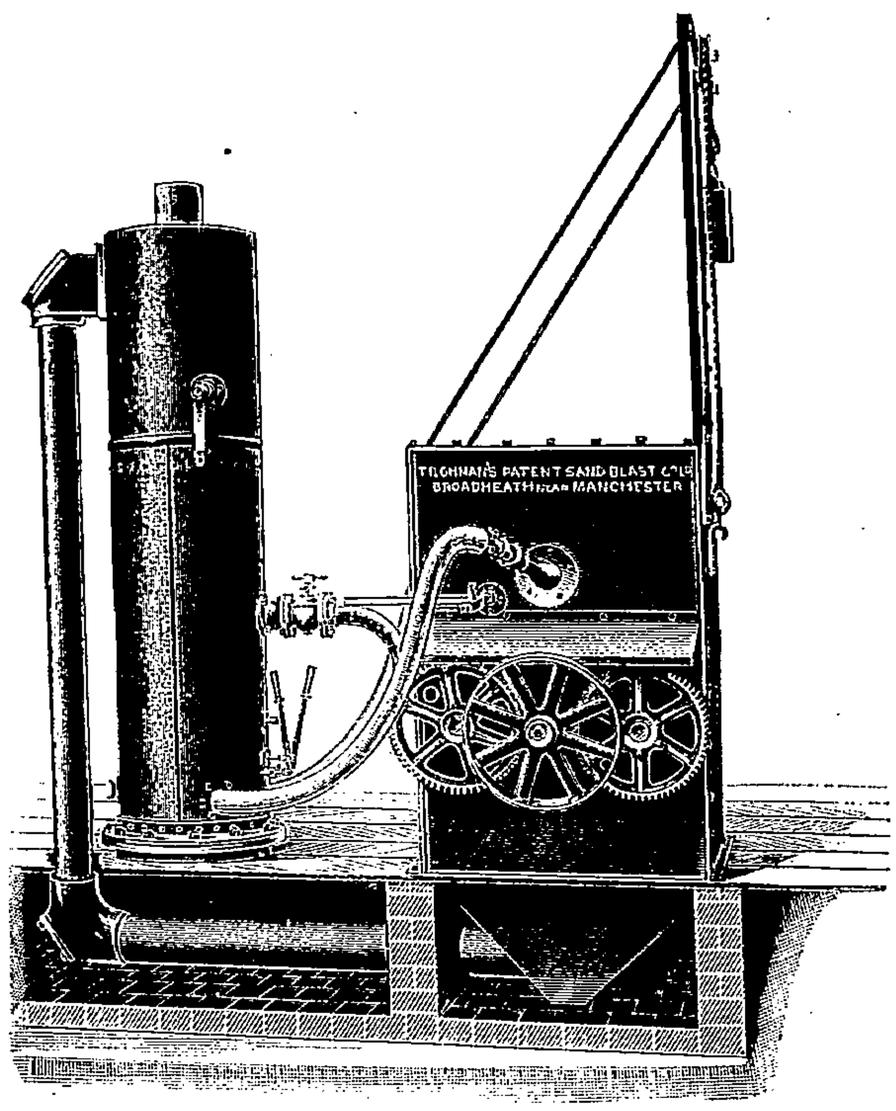


Fig. 33.

galets tournants, tandis que la buse est portée par manivelle et bielle qui la font osciller en différents sens; quelques machines sont pourvues de deux buses, qui sont simplement

reliées au mélangeur par des tubes en caoutchouc se prêtant bien à tous leurs mouvement d'aller et venue.

Le tonneau et les organes de la soufflerie sont masqués par une porte à guillotine, équilibrée par des contrepoids; un aspirateur enlève les poussières par le haut tandis que le sable utilisé, passant au travers des trous du tambour, tombe sous l'influence de la gravité et est repris par le mélangeur; la fig. 32 montre un appareil où le mélangeur est installé directement sous la machine; il n'est donc nécessaire ici que d'un seul tuyau, entre le mélangeur et la buse, pour fournir simultanément à cette dernière le sable et l'air comprimé qui lui sert de véhicule. Le tambour Mathewson (fig. 33) est aussi à élévateur automatique du sable, qui retourne ainsi au mélangeur, avec enlèvement simultané des poussières; la commande mécanique du tonneau a lieu par poulies folle et fixe et par engrenages; le sable utilisé est recueilli dans une trémie inférieure et envoyé par pression dans la première chambre du mélangeur, de sorte qu'il parcourt indéfiniment le même circuit. La mise en marche ou l'arrêt de la machine se font par un débrayage à fourchette.

La machine brevetée Vogel et Schemmann diffère peu, en tant que caisson, de celle de Gutmann, le tambour est analogue; le sable qui l'a traversé tombe dans une trémie inférieure d'où on est obligé de le reprendre à la main (et sans qu'il soit aspiré) pour le verser dans un coffre indépendant de l'appareil, d'où il retourne à la buse. Le mouvement est communiqué à celle-ci par l'arbre horizontal supérieur, terminé par un plateau avec maneton commandant une biellette à deux flasques actionnant un mouvement de sonnette; la où les buses sont portées par un balancier fixé, de part et d'autre de la machine, aux deux longues bielles dudit mouvement de sonnette.

Ce balancier est creux; c'est par son centre qu'arrive l'air sous pression, soit à droite, soit à gauche de la machine; à quelque distance de ce premier tube est disposé le tuyau à sable, par lequel a lieu l'aspiration dans le coffre indépendant, au moyen d'un tube en caoutchouc; une cheminée supérieure conduit au dehors les poussières qu'aspire un ventilateur spécial.

La machine étant mise en marche, on y donne en même temps accès au vent; celui-ci aspire le sable et le projette à l'intérieur du tambour, sur toutes les pièces se présentant à son action et devant lesquelles se promène le balancier porte-buses dans le but de produire une répartition bien égale du jet de sable.

Les malpropretés du sable de fonderie, collé aux objets, ne se mélangent pas au sable abrasif quartzeux; celles qui sont légères sont enlevées par l'aspirateur; les plus lourdes tombent en dessous, sur un tamis dont le chariot inférieur est muni.

Pendant la rotation de la machine, l'ouvrier a tout le temps voulu pour recharger la boîte à sable où se fait l'aspiration; par une porte latérale de l'appareil, on peut visiter les buses, qui s'usent très rapidement, et les changer; en moyenne, il en faut deux chaque jour, mais c'est une très minime dépense.

Les buses se placent aussi près des pièces que possible; les objets qui sortent de l'appareil, qu'ils soient creux ou à saillies, ont leurs surfaces parfaitement nettoyées et d'un aspect métallique caractérisé; on peut donc immédiatement les nickeler, les galvaniser, les émailler, etc., en raison du phénomène de happement que nous avons plusieurs fois signalé et qui est absolument caractéristique du procédé au jet de sable.

Appareil a plateau roulant. — On a combiné cette machine (Vogel et Schemmann) pour répondre aux besoins des fonderies produisant des pièces encombrantes et lourdes : bâtis de machines, radiateurs, etc., que ces ateliers ne veulent pas désabler au jet libre.

C'est la table que l'on anime d'un mouvement de va-et-vient commandé par des transmissions et des engrenages; on y place comme ci-avant des pièces pesant de 2 à 6.000 kilog. ou encore des pièces moins importantes qui doivent en ce cas être suffisamment juxta-

posées pour que l'action du jet y soit des mieux utilisée; à chaque extrémité, la table se débraye automatiquement, ce qui laisse le temps nécessaire pour retourner les pièces et les changer.

L'avance est donnée par une crémaillère et, en outre, le mouvement y est assez lent pour que des objets légers soient manipulés même pendant la marche.

La ou les buses sont placées au-dessus de la table; un appareil spécial repêche le sable et le ramène indéfiniment après emploi; les poussières sont évacuées au dehors par un aspirateur; les buses sont plates, un peu analogues à celles usitées pour projeter la boue de sable sur les limes (voir fig. 13 et 14 ou celles de l'Appendice).

La hauteur libre est, ordinairement, de 0 m. 350; cependant rien n'empêche d'augmenter un peu cette hauteur s'il est nécessaire, sauf l'observation que plus le jet est éloigné de la surface à nettoyer, moins il y a d'action sur elle.

Nous signalerons à nouveau que, dans la plupart des cas, dans les villes en particulier, il ne suffit pas de conduire les poussières au dehors; il faut les abattre à plus ou moins de distance de la machine; on obtient ce résultat en conduisant la poussière, par un aspirateur, dans un réservoir où elle est exposée à un jet d'eau ou de vapeur formant pulvérisateur et absorbant suffisamment ces particules en se mélangeant avec elles; ces dispositifs hydrauliques demandent à être convenablement installés, surtout s'ils sont situés aux étages et susceptibles, par conséquent, de déterminer des inondations en cas d'engorgements.

Machine a décaper le fil de fer recuit.

Le principe de cet appareil est de faire passer le fil dans l'axe de la machine, en même temps que le jet de sable (fig. 34); tantôt le fil traverse la buse à air et à sable, tantôt il

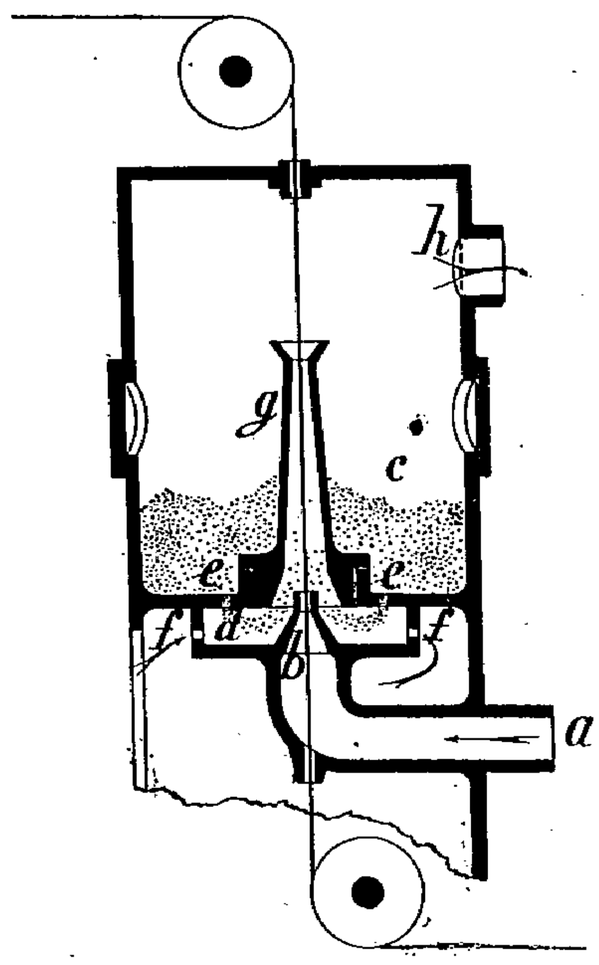


Fig. 34.

ne traverse que cette dernière; la différence des dispositifs est insensible, cependant nous préférons la première solution où la tuyère est moins sujette à usure latéralement.

L'air comprimé entre en *a* dans la machine et aboutit à la tuyère *b*; d'autre part, le sable est contenu dans le réservoir *c* et est mis en communication avec l'espace annulaire

d par de petits trous *e*; enfin, la boîte *d* est percée d'orifices *f* servant à l'accès de l'air d'aspiration.

Quant au fil de fer, il passe indifféremment dans un sens ou dans l'autre, de bas en haut ou de haut en bas, sur des galets extérieurs aux organes ci-dessus et pénètre librement dans la tuyère; on peut superposer un certain nombre de celles-ci de même que plusieurs fils peuvent être décapés simultanément.

Par l'action du jet d'air de la buse *h*, le sable est aspiré dans le réservoir *c* puis mélangé à l'air supplémentaire entrant par *f* ou soufflant en *h* et, enfin, projeté dans la tuyère *g*; le fil de fer circule donc complètement entouré de sable et sort décapé par le choc des grains auquel il est exposé dans ce parcours.

Après s'être échappé par la tuyère *g*, l'air est évacué par le tuyau *h*, garanti par une toile métallique et relié, pour plus de précautions, à un éjecteur ou à un aspirateur de poussières; quand au sable, il retombe dans le réservoir *c* par son propre poids, pour servir indéfiniment et être aspiré, d'une façon continue, à travers les petites ouvertures *e*.

Dans la disposition où le fil ne traverse que la tuyère *g*, la buse à air est simplement inclinée sur le côté de la base de cette tuyère *g*.

Application du jet de sable aux grands travaux.

Le procédé au jet de sable, qui a tous les avantages requis pour mettre à vif les surfaces dures, de quelque espèce que ce soit, s'applique non seulement dans les ateliers spéciaux où son succès s'affirme de plus en plus, mais encore dans une foule de circonstances des plus imprévues, comme le nettoyage des coques des navires en fer ou en acier, le décrassage des plaques de blindage, l'enlèvement des vieilles peintures et des souillures des constructions métalliques : ponts, charpentes et autres.

Il paraît que c'est en Amérique que les premiers essais en ce sens furent tentés; on y utilisa à cette occasion le jet de sable pour débarrasser les œuvres vives d'un navire de fort tonnage de la peinture qui les préservait sur une épaisseur de 3 à 4 millimètres; rouille et peinture ne résistèrent pas à l'action du jet qui en faisait disparaître environ 1 mètre à 1 m² 20 par heure; on se servait d'une seule lance de 12 millimètres de diamètre en moyenne.

On profita immédiatement, en outre, de l'effet de happement, qui a lieu sur les surfaces décapées par ce procédé, en peignant la coque à l'aide d'un des systèmes de pulvérisateurs pour matières colorantes, assez répandus aux États-Unis.

Le jet, pénétrant parfaitement dans les angles et attaquant de même les saillies, sans trace d'humidité, est beaucoup plus satisfaisant que le grattage à la main, sous tous les rapports; les matières étrangères, la rouille ou l'oxyde, la graisse ou la fumée sont intégralement enlevés et de manière telle qu'on n'eût jamais pu l'obtenir avec la brosse.

On peut estimer à 30 mètres carrés à l'heure le décapage d'une surface à peu près continue, avec de l'air comprimé à 1 kilog. ou 1 kg. 50; on se maintient dans les mêmes proportions pour les blindages, la dépense d'air étant de 2 mètres cubes environ par minute. Toutes ces données sont forcément un peu vagues, car elles varient avec la nature et l'état de propreté des parois, le nombre des couches à enlever, les difficultés d'échafauder convenablement pour les travaux, etc.

C'est ainsi que le rendement n'est pas le même pour les ouvrages métalliques en treillis; pour l'installation de certaines portes d'écluses, par exemple, où les pièces devaient être décapées avant montage, on n'a guère atteint qu'une production de 4 mètres carrés de surface nettoyée par heure sous une pression moyenne de 1 kilog. et avec deux lances ou éjecteurs consommant une centaine de litres de sable; d'autres fois, sur des

parois planes plus larges ou moins disséminées, on a fait près de 10 mètres carrés par heure, mais toujours dans des conditions spéciales.

Il est néanmoins à recommander d'appliquer la couche d'impression pour ainsi dire à la poursuite du décapage, les autres couches de peinture pouvant suivre à quelque intervalle; un bon mélange consiste en 100 kilog. de minium humecté de 10 litres d'eau, auquel on ajoute 25 à 26 litres d'huile de lin.

Pour des travaux importants nécessitant l'installation (ainsi que la fig. 35 en donne le principe) de compresseurs à air à 3 kilog. de pression actionnés par la vapeur, de réservoirs pouvant débiter 1 m³ 500 d'air par minute et de deux éjecteurs à l'extrémité de tuyaux flexibles, l'application du procédé au jet de sable pour le nettoyage, y compris deux couches de peinture, n'a exigé qu'une dépense de 1 fr. 50 environ par mètre carré de façade.

Depuis les premiers essais, la méthode au jet de sable s'est cependant suffisamment répandue pour qu'au taux de 25 à 30 mètres carrés l'heure, le prix de façon du décapage, même profondément mené, pût descendre d'abord à 1 franc le mètre carré par des sur-

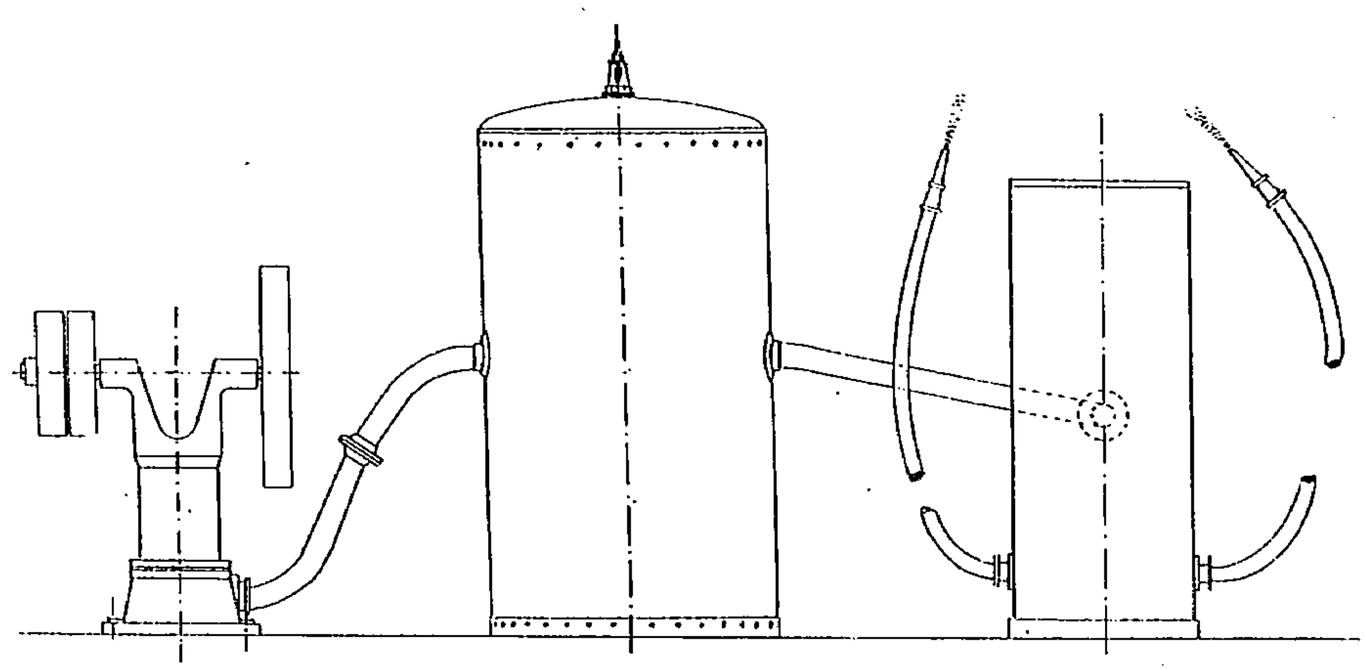


Fig. 35.

faces continues et 8 francs pour les treillis, puis à 1 fr. 20 dans le cas de très grands ouvrages, y compris vides comme pleins.

La pression qui semble donner le meilleur résultat, avec des appareils émulsionnant le sable au préalable et qu'en raison de leur nouveauté relative nous réservons pour les décrire à la fin de cet ouvrage, est celle de 3 kilog. au compresseur, réduite à 2 kilog. ou 2 kg. 50 à l'extrémité de l'éjecteur selon la longueur des canalisations; il est à remarquer que le décapage, exécuté sur des surfaces à demi molles, exige une plus forte pression que s'il s'agissait d'un métal à vif ou sortant directement de fonderie; les peintures font ici un peu office de la composition des réserves en gobeletterie; il est enfin à présumer qu'une partie de la pression sert à véhiculer l'air, chargé de sable, depuis les appareils jusqu'à l'éjecteur, et que le surplus permet de faire le travail d'autant plus vivement qu'elle est plus élevée.

Il paraît préférable de former les canalisations avec des tuyaux en caoutchouc de 5 centimètres de diamètre; toutefois les conduites en fer ou en acier paraissent bien résister à la faible vitesse de propulsion du mélange; la buse seule s'use assez vivement; aussi doit-on la remplacer toutes les 4 à 5 heures; cette durée dépend, nous l'avons dit, du système adopté.

Le courant d'air et de sable soulève une poussière d'une intensité telle que les ouvriers doivent être couverts d'un casque (fig. 36) analogue à celui des scaphandriers,

mais où les verres ont l'inconvénient de se dépolir rapidement ; il faut également prendre des précautions pour que la suie n'atteigne pas les peintres travaillant de suite derrière les projecteurs; non seulement un ventilateur aspirant ou refoulant est d'un bon effet, mais il faut aussi protéger les ouvriers et la peinture elle-même par des rideaux de toile.

En définitive, on peut compter nettoyer de 5 à 15 mètres carrés par heure et par jet, sur des surfaces ajourées, et de 25 à 36 mètres carrés sur des parois pleines avec une consommation de 25 à 30 litres de sable par mètre carré, cette dépense étant en outre proportionnelle au rendement et à la grandeur des appareils employés.

Une proportion moyenne de la consommation de sable de quartz est de 1 kg. 25 par mètre cube d'air librement aspiré par la soufflerie ; quant au sable de fer trempé, il est d'emploi beaucoup plus délicat que le sable ordinaire.

Comme dans les machines fixes, il faut enfin assurer la stricte sécheresse du sable ; un manœuvre doit être prévu pour cette besogne ; son rôle consiste à remuer le sable pendant qu'on le chauffe, afin de l'empêcher de s'agglutiner; entre temps il prête la main pour alimenter les appareils et peut même, selon les installations, surveiller la marche du compresseur et opérer les graissages nécessaires.

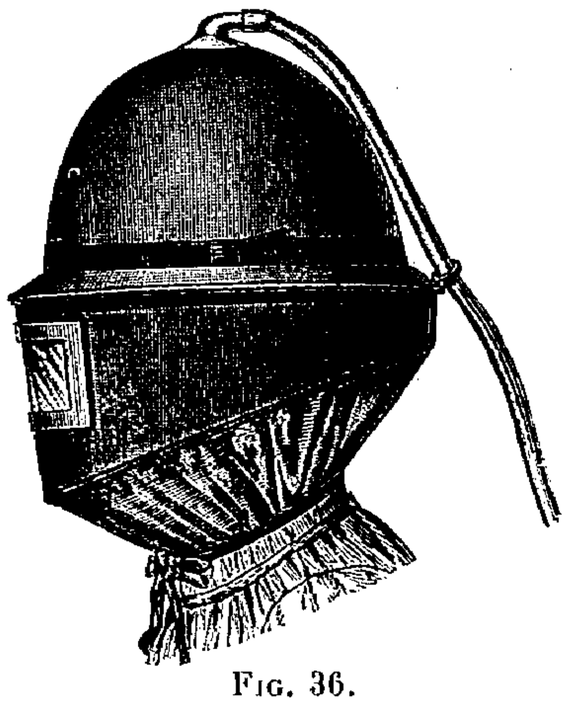


Fig. 36.

Bien que l'apprentissage du procédé au jet de sable soit de courte durée, il est néanmoins indispensable que les ouvriers qui exécutent ces grands décapages soient au courant des manipulations qu'il exige; c'est ainsi que, dans certains cas, il suffira d'une sorte d'époussetage, c'est-à-dire beaucoup moins de sable que de vent; tandis que, par contre, on rencontrera des endroit anguleux où l'action devra être prolongée pour pénétrer plus profondément, en raison de l'adhérence des souillures, surtout lorsque celles-ci sont demi-dures et même un peu molles.

La distance la plus convenable à laquelle il faut tenir la buse de la surface à décrasser est de 10 à 15 centimètres ; la lance doit être tenue sous une inclinaison de 20° environ, par rapport au plan devant lequel on la présente, et être promenée tantôt dans un sens, tantôt dans un autre; sinon on risquerait de laisser des taches, particulièrement dans les coins, et cette manœuvre a encore l'avantage de balayer les sortes d'écailles déjà plus ou moins soulevées par un de leurs bords, s'il s'agit de couches un peu séches.

Un dernier conseil avant de terminer ce paragraphe : se rappeler que le jet de sable attaque fortement la peau des mains et surtout les ongles qui forment des parties dures; il est quelquefois indispensable de s'en garantir en employant des gants en caoutchouc spéciaux, même si les mains ne sont exposées qu'au réjaillissement de la matière.

Omettant intentionnellement, même de citer, certains procédés soi-disant brevetés, systèmes qui ne constituent que des redites ou des plagiats de dispositifs tombés depuis longtemps dans le domaine public quoi qu'en disent les prospectus, et, de toutes façons, de nulle valeur au point de vue industriel bien qu'on ait pu en voir fonctionner par périodes éphémères, nous passerons maintenant en revue les appareils que nous avons classés comme émulsionneurs ou mélangeurs, appareils fixes ou mi-fixes qui se prêtent admirablement aux applications si nombreuses du jet de sable et qui nous semblent, dans un avenir peu lointain, devoir se substituer à toutes les installations à vapeur ou à air comprimé qui n'emprunteraient pas le même principe.

APPENDICE

BREVET N° 121930 DU 4 JANVIER 1878

Par **Richardson.**

(*Procédé pour affiler les limes et autres outils*).

Les limes, râpes et en général tous les outils fonctionnant à l'aide d'un grand nombre de petites dents ou pointes sont difficiles à affiler par les moyens ordinaires. Le nouveau procédé consiste à jeter sur la lime un jet de sable, lancé avec une grande rapidité dans la direction du manche de la lime à son extrémité et à angle aigu avec sa surface de façon à affiler le métal du côté même de la dent la plus rapprochée du manche, et partant, l'aiguiser. Pour obtenir un bon résultat, il est essentiel que le jet de sable soit dirigé du manche à la pointe de la lime, de manière que le sable frappe et ronge le côté incliné de la dent.

L'angle parfait du jet n'est pas aussi important : environ 10 ou 20 degrés à partir du plat de la lime suffisent pour atteindre le but désiré. Si le jet était perpendiculaire au plat de la lime, les dents ne feraient que s'user et ne s'affileraient que fort peu ou pas du tout.

Si le jet de sable était dirigé en sens inverse, c'est-à-dire de la pointe de la lime au manche, les dents ne s'aiguiseraient pas et ne feraient, au contraire, que perdre de leur tranchant.

Pour produire un jet de sable mouvant à une grande rapidité, l'appareil que je préfère est celui décrit dans le brevet d'invention accordé à Tilghman en France en date du 22 août 1870 n° 90894 et ses additions, comme opérant par un jet de vapeur. C'est maintenant un appareil bien connu, qui a déjà été souvent publié.

J'emploie généralement une pression de vapeur d'environ 4 ou 5 atmosphères, et à peu près un demi-litre de sable par minute, lequel a d'abord a été passé dans un tamis de 18 fils au centimètre.

Voici la manière d'opérer pour affiler les limes : L'appareil est arrangé de façon à lancer le jet de sable à un angle penché d'environ 10 ou 20° de l'horizon. L'ouvrier est derrière, tenant la lime par un long manche en bois posé sur deux supports qui permettent de régler l'angle nécessaire entre la lime et le jet de sable. Le parcours du jet est de 5 ou 8 centimètres entre l'extrémité de l'appareil et la lime.

L'ouvrier fait alors mouvoir la lime de façon à ce que l'action du sable se reporte successivement sur toutes ses parties. Le temps nécessaire pour affiler une lime de 25 centimètres de long auquel l'usage a enlevé le mordant est de 2 ou 3 minutes environ ; cela dépend encore de la dimension et du mauvais état de la lime, ainsi que de la rapidité et de la quantité de sable contenu dans le jet.

Pour les fortes limes, un sable plus grossier peut être employé et, par contre, un sable plus fin doit convenir aux limes dont les dents sont plus fines. On peut, si l'on veut, remplacer le sable par l'émeri ou autres substances tranchantes. Par l'emploi du jet de sable, les nouvelles limes gagnent de leur mordant et les limes taillées à la machine sont améliorées.

Lorsque les dents d'une lime sont engorgées par le métal, on peut les nettoyer en dirigeant le jet de sable dans le même sens que les rainures de la lime ; et quand il ne reste plus rien entre les dents, on affile la lime ainsi qu'il est expliqué plus haut. Les scies peuvent être affilées par un jet de sable de la même manière que les limes, mais les moyens ordinaires sont généralement préférables.

Le procédé peut être appliqué aux limes circulaires ou rotatives, aux moulins métalliques et généralement à tous les outils et machines qui coupent ou broient au moyen de dents ou pointes nombreuses.

Les instruments tranchants, surtout ceux de forme irrégulière et difficile à affiler par les moyens ordinaires, peuvent être affilés avec le jet de sable, dirigé du dos au taillant et à un angle convenable.

BREVET N° 132972 DU 1er OCTOBRE 1879

Par **Tilghman.**

(*Perfectionnements dans l'application du jet de sable à l'affilage des limes et à d'autres usages.*)

Jusqu'à présent, quand nous avons fait usage d'un jet de vapeur pour projeter le filet de sable, nous avons construit l'appareil de deux tubes concentriques : le tube intérieur fournissait le sable sec en

suspension dans un courant d'air, tandis que l'espace annulaire entre les tubes amenait la vapeur comme il est indiqué dans la fig. 1 (Brevet n° 90894).

En certains cas, surtout quand nous voulons appliquer le jet de sable à l'affilage des limes et autres outils, il est avantageux de faire usage de sable très fin comme de la poussière et mélangé d'eau formant une matière liquide. Dans cet état, on a trouvé que le tube intérieur ne donne pas une assez grande quantité de la matière liquide, à cause de la lenteur de son mouvement.

Le perfectionnement consiste à renverser la disposition des tubes décrits ci-dessus et à amener la vapeur par le tube central et la matière liquide à l'extérieur ; de cette façon, on peut donner une plus grande quantité de sable et l'effet du jet augmente.

Cette disposition est indiquée fig. 2.

La vapeur à la pression de 4 atmosphères arrive par le tube central *a* qui a une ouverture d'environ 8 millimètres; la vase liquide est aspirée par le vide partiel dans le tube *c* et arrive dans l'espace annulaire. La vapeur la rejette par le tube à bec *d* qui a un diamètre d'environ 14 millimètres et une longueur d'environ 15 centimètres, et elle vient frapper alors la surface de la lime qui lui est présentée sous un angle d'environ 25°.

Le jet de sable formé ainsi dans des tubes ronds est nécessairement d'une section transversale

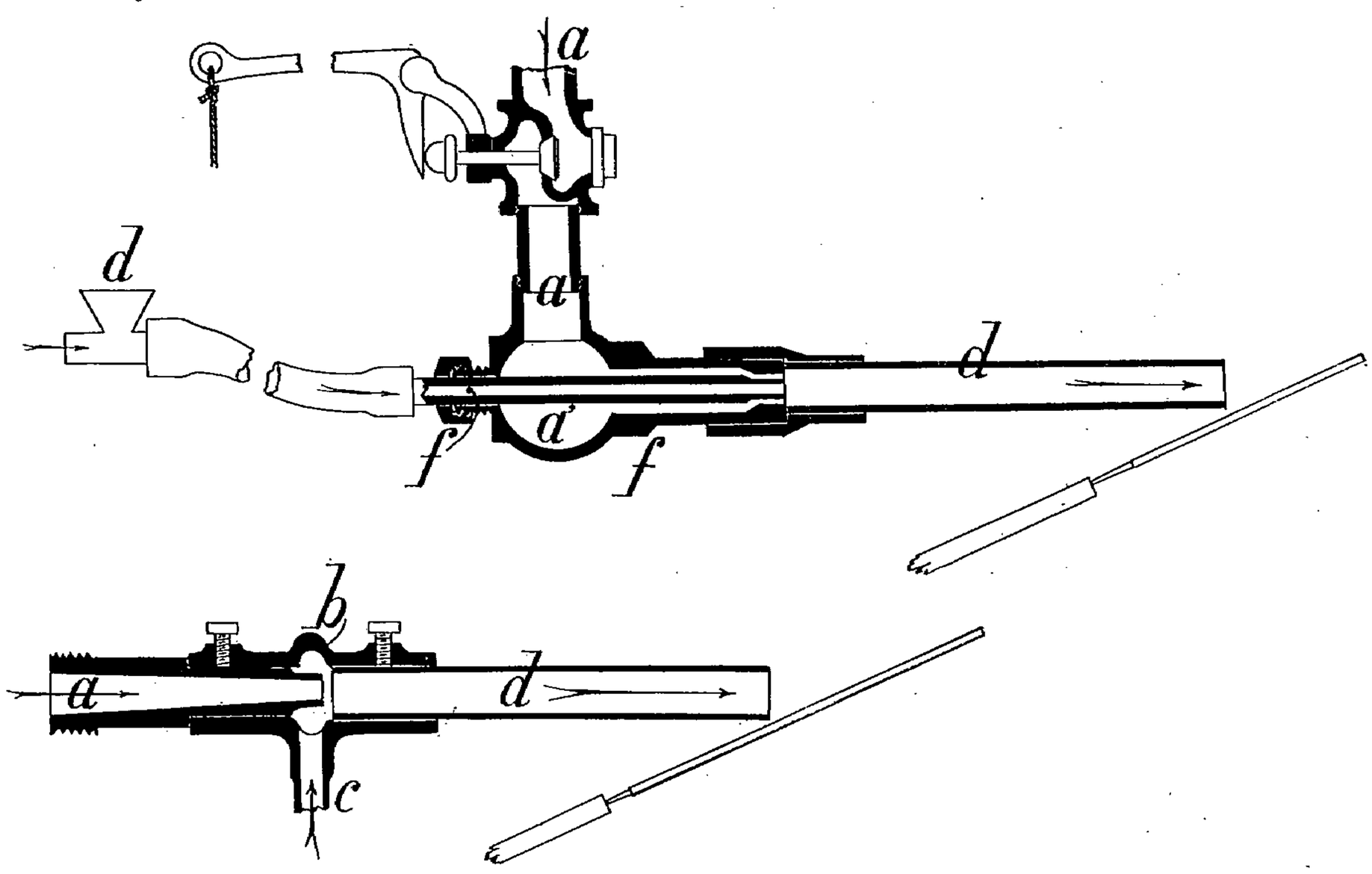


Fig. 1 et 2.

circulaire. Quand nous voulons l'appliquer d'une manière uniforme sur une surface longue et large, par exemple sur une lime ou sur une feuille de métal, nous devons donner un mouvement longitudinal et un autre transversal ; mais ceci demande un mécanisme compliqué. Il est aussi à craindre que le jet n'agisse plus fortement sur certaines parties et ne rende ainsi la surface de la lime concave.

Il y a encore un autre inconvénient, c'est qu'une partie du sable rebondit après avoir frappé la surface, s'entrechoque alors avec une autre partie de jet et diminue son action ; la gravité de cet inconvénient augmente proportionnellement au diamètre du jet.

C'est donc un perfectionnement réel que d'élargir le jet de sable dans le sens de la largeur de la pièce qu'on travaille (une lime par exemple) et de l'amincir dans le sens de sa longueur.

En dirigeant un ou plusieurs jets sur toute la largeur de l'objet, on peut supprimer le mouvement transversal ; de même, l'effet de l'entrechoquement a peu d'importance dans un jet mince. En construisant l'appareil pour un jet large et mince, on pourrait faire entrer la vapeur par une ou plusieurs ouvertures larges et minces et la matière liquide par d'autres orifices semblables et parallèles ; mais il est préférable d'introduire la vapeur par un certain nombre de petits trous alignés à peu de distance l'un de l'autre.

La matière liquide entre par une ouverture sur le côté de façon qu'elle est attirée entre et autour des jets de vapeur qui sortent des trous et est projetée dans le tube à bec qui a une ouverture large et plate correspondant à la dimension et au nombre des trous pour la vapeur. La fig. 3 montre cet appareil en section verticale et la fig. 4 en section horizontale.

La fig. 4a montre une section transversale du tube à bec et la fig. 5 une section transversale suivant la ligne *xx* fig. 3.

a est une boîte de bronze formant une chambre à vapeur et munie d'un filet à vis *y* qui doit être vissé à une soupape donnant de la vapeur à environ 4 atmosphères ; *b* est une autre pièce de bronze fixée sur *a* au moyen de vis ; on assure une parfaite jointure soit en la soudant, soit d'une autre manière.

On perce en *b* les trous à vapeur *c*, espacés d'environ 6 millimètres de centre en centre et d'environ 4 millimètres de diamètre à leur bout extérieur et étroit, gardant ce même diamètre, 4 millimètres environ, 4 millimètres en arrière, puis s'élargissant en cône jusqu'à ce que leurs bords se touchent. Les

Fig. 3.

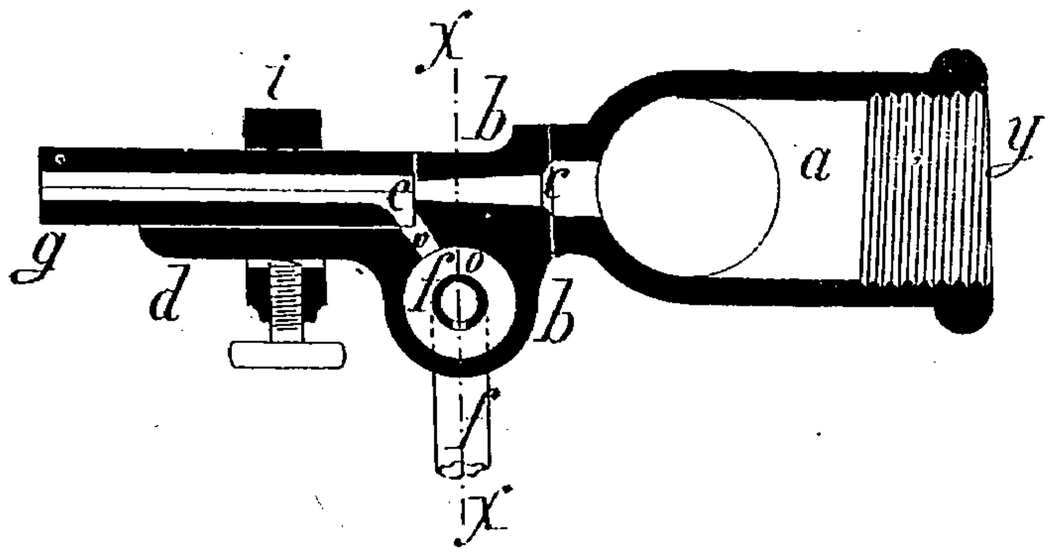
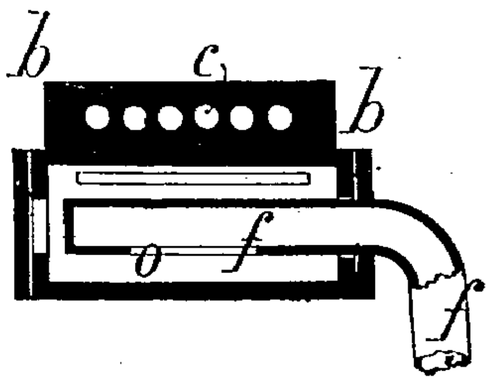


Fig. 5.



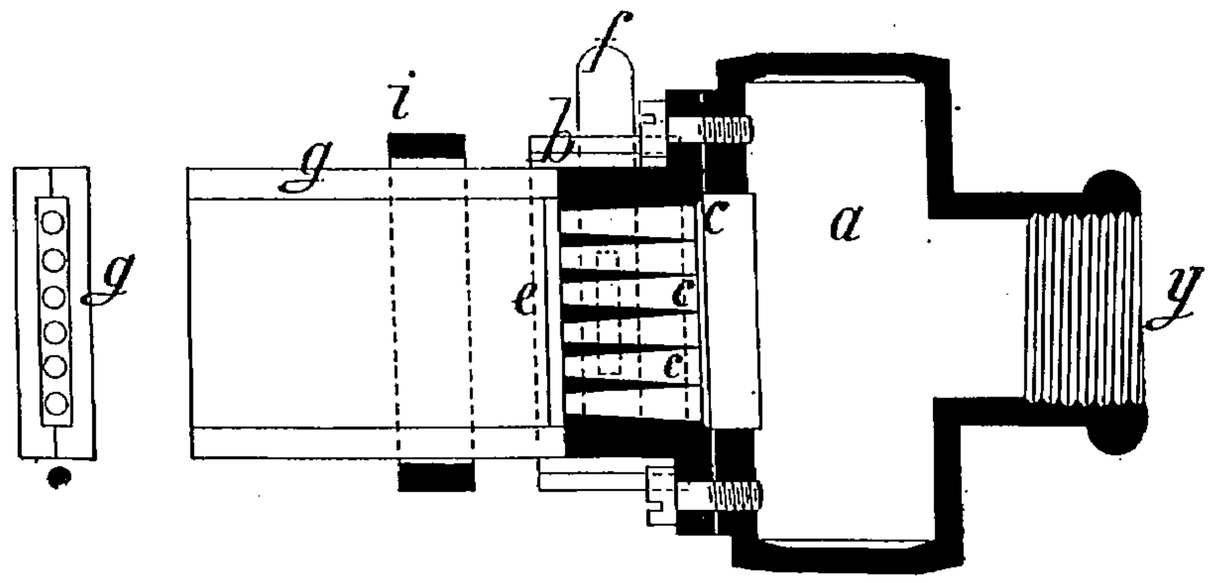


Fig. 4a. Fig. 4.

axes de ces trous à vapeur doivent être parallèles à l'axe de la vis *y*. La saillie *d* de la pièce *b* a sa surface supérieure parallèle avec les axes des trous *c*.

g est le tube à bec construit de préférence en fonte blanche et en deux morceaux qui, joints ensemble, forment un tube plat d'environ 62 millimètres de long, ayant un vide d'environ 5 millimètres de haut et plus large d'environ 6 millimètres que la rangée des trous à vapeur. Le tube à bec *g* est joint et fixé sur la pièce *bd* au moyen du crampon *i*.

Au besoin, on intercale des bourrelets de métal mince ou de papier entre le tube à bec et la pièce *d* afin que le plan central du tube à bec coïncide parfaitement avec les axes des trous à vapeur *c*. Cet ajustage est important, car si le bec n'est pas placé exactement, le jet de sable frappera trop sur un côté du tube à bec et l'usera bientôt. Comme le tube à bec est la partie de l'appareil la plus sujette à s'user, il est avantageux qu'il soit fait d'un métal dur, peu coûteux, et qu'il puisse être promptement replacé ; pour cela on le construit en fonte blanche et en deux ou plusieurs morceaux.

Afin d'admettre la provision de matière liquide, la moitié inférieure du tube à bec est coupée d'environ 3 millimètres à son extrémité intérieure *e* et une ouverture correspondante *v* est pratiquée dans la pièce *d* afin de communiquer avec le tube transversal *o*. Le tube vertical *f* qui descend du fond d'un

réservoir conique *p*, a une branche horizontale insérée dans le tube transversal *o* et, à sa partie inférieure, une longue rainure par laquelle la matière passe dans le tube *o*. Par cette disposition de la rainure, l'écoulement de la vase est distribué également.

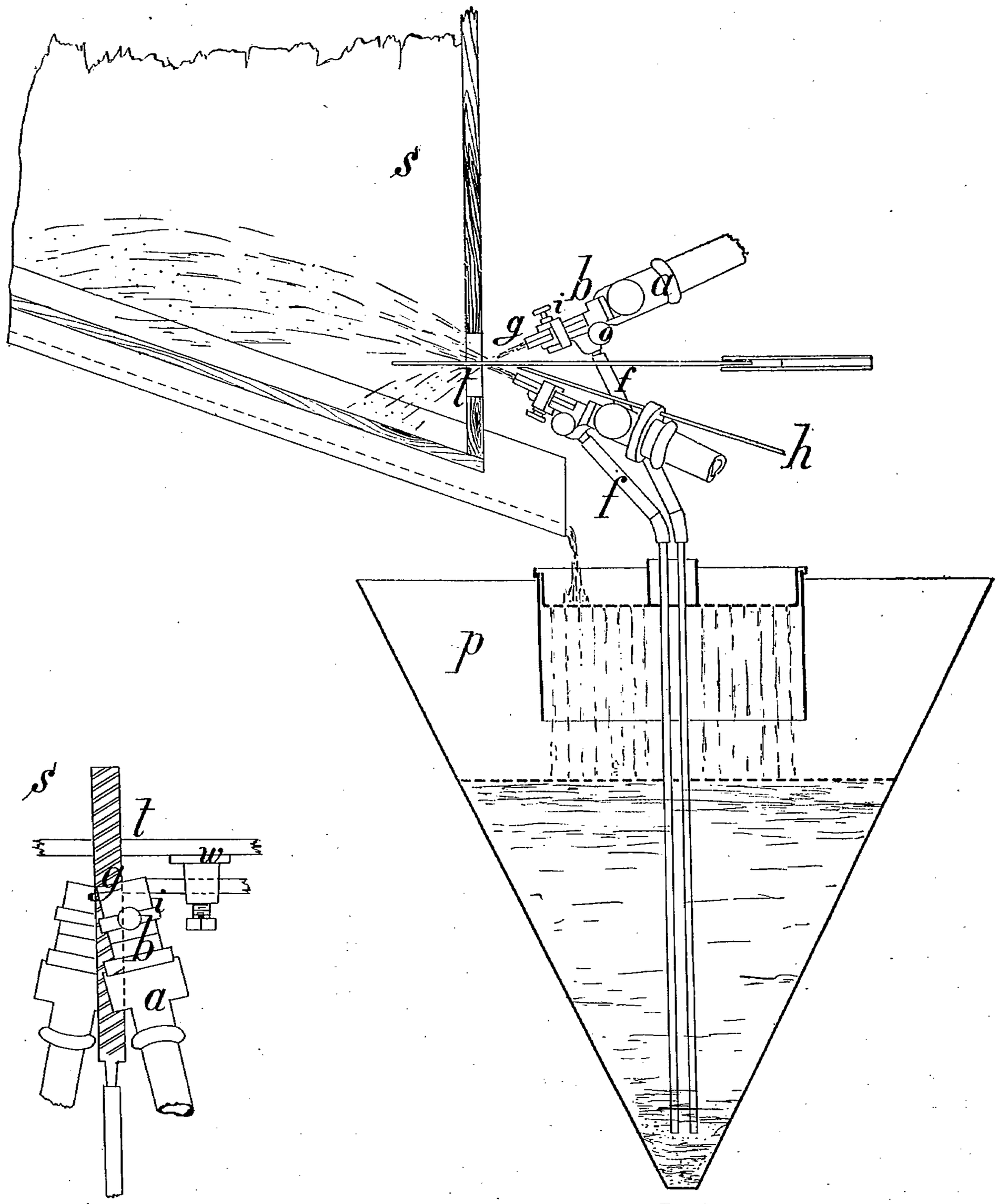


Fig. 7. Fig. 6.

Le métal de la pièce *bd* est également échancré sous la rangée des trous à vapeur afin de faciliter le passage de la matière liquide au tube *o* dans le tube à bec ; on serre tous les joints entre et autour du

tube à bec au moyen de minium ou de mastic. Par cette disposition de plusieurs petits trous rangés à la suite, la matière liquide est aspirée autour des jets de vapeur et, se mêlant bien dans le bec, elle donne un jet de sable plus uniforme qui n'est pas sujet à creuser la surface de la lime. La fig. 6 montre en élévation et la fig. 7 en plan, la manière de monter l'appareil pour travailler.

S, fig. 7, est le bac où tombe et s'amasse la matière liquide après qu'elle a servi ; c'est une caisse en bois d'environ 2 mètres cubes et munie d'un fond étanche qui a une pente vers le devant et une cannelure creusée dans son entrée ; *t* est le trou à l'ouvrage ayant 10 centimètres de long sur 6 centimètres de haut sur le devant du bac *s*.

Dans ces figures, on montre deux tuyaux à jet, l'un au-dessus et l'autre au-dessous de la lime à rémouler. On verra que les becs sont beaucoup plus larges que les limes et sont disposés de manière que le bec supérieur a une inclinaison de haut en bas (soit d'environ 25° de la ligne horizontale) et une autre de côté (soit de droite à gauche) d'environ 11° de l'axe longitudinal de la lime ; tandis que le bec inférieur a une direction de bas en haut et du côté opposé (soit de gauche à droite) sous des angles égaux. La lime se meut horizontalement dans le sens de sa longueur entre les deux jets de façon à présenter ses côtés opposés sous des angles à des distances semblables aux deux jets de sable. De cette manière, les quatre côtés d'une lime plate ou carrée peuvent être affilés simultanément.

La distance verticale entre les extrémités des tubes à bec dépend de l'épaisseur des limes à rémouler ; mais pour des limes d'environ 9 millimètres d'épaisseur, on trouvera qu'environ 37 millimètres de centre en centre des bouts des tubes à bec, comme l'indique la fig. 6, est une distance convenable. La distance horizontale de centre en centre des bouts des tubes à bec indiqués fig. 7 peut être d'environ 28 millimètres.

Comme les limes de différentes finesses de dents ou plus ou moins émoussées doivent subir un rémoulage correspondant, il faut que l'ouvrier possède les moyens de s'assurer à chaque instant de l'opération, de l'effet produit sur la lime et de la condition de chaque partie de sa surface.

A cet effet, une barre de métal *h* (fig. 6), ordinairement de bronze, est fixée à un des tubes à jet de telle manière que pendant que l'ouvrier meut la lime sous le jet, il peut l'appuyer légèrement sur le bout de cette barre. Tant que la lime est émoussée, elle glisse facilement sur la barre ; mais à mesure que l'affilage avance, l'ouvrier s'apercevra que la lime commence à mordre ; il peut ainsi essayer toute la longueur et chaque côté ,et juger quand la lime est suffisamment affilée. On fait avancer le bout de la barre *h* à mesure qu'elle s'use par le frottement de la lime.

On fixe également sur le devant de la caisse *s*, comme guide latéral *v*, (fig. 7), une barre d'acier poli. Pour faire un bon travail, il faut que la matière liquide ait une consistance uniforme. Dans une caisse ou un tube ordinaire, la tendance de la matière solide à se déposer au fond peut causer de l'irrégularité, à moins qu'on ne remue souvent le mélange.

Pour prévenir cette irrégularité et obvier à la nécessité de remuer fréquemment, on donne au réservoir à vase la forme d'un cône renversé et la provision de vase est aspirée à la partie étroite. Comme la superficie horizontale de ce réservoir va en diminuant vers le fond, le courant est proportionnellement plus rapide et on constate que l'alimentation se fait ainsi avec plus de régularité et les tubes aspirants s'engorgent moins vite.

Les deux tubes à jet convergents *aa* amènent la vapeur et la matière par le trou *t* dans le réservoir ou bac *s* où la matière liquide tombe au fond et retourne par le conduit à la boîte à sable conique *p* d'où elle est de nouveau aspirée par les tubes *f* dans les tuyaux à jet et ressert. Le surplus de vapeur et d'air s'échappe par une cheminée.

Le sable employé à l'état de matière liquide pour alimenter les tubes à jet est presque aussi fin que la poudre d'émeri. Afin de suppléer à la perte, on place dans une trémie derrière la caisse *s* une provision de sable assez fin pour passer à travers un tamis de 120 fils par 25 millimètres et il s'écoule graduellement dans le bac *p*. Le réservoir conique *p* peut être construit en tôle et avoir 60 centimètres de haut environ sur 60 centimètres de diamètre en haut. On suspend un tamis au fond du réservoir pour retenir toute ordure. Afin d'affiler par le procédé au jet de sable des limes neuves ou rémoulues, il est parfois avantageux d'aplatir légèrement les pointes de leurs dents. On peut le faire soit au moyen d'une lime lisse avant la trempe ou après sur une meule. L'effet est que les dents, après l'affilage, ont une meilleure forme et une surface plus régulière et que les limes mordent plus nettement. Il est bon de nettoyer les limes usées en les faisant bouillir dans de l'alcali caustique avant de les soumettre au jet de sable et que toutes les pointes ou poussières métalliques soient enlevées d'entre les dents. Au delà d'un certain degré de finesse, le sable ne mord plus aussi rapidement, quoique à la longue il donne des arêtes vives et effilées ; le gros sable coupe rapidement, mais donne un mordant plus inégal et émoussé. Le réservoir à vase *p* est muni d'un tuyau de décharge, par où le surplus d'eau mêlée d'un peu de la plus fine vase s'écoule dans un autre réservoir où la matière solide se dépose.

BREVET N° 192302 DU 8 AOUT 1888

Par **Jérémiah Eugène Mathewson.**

(*Perfectionnements apportés aux appareils ou soufflets à jet de sable.*)

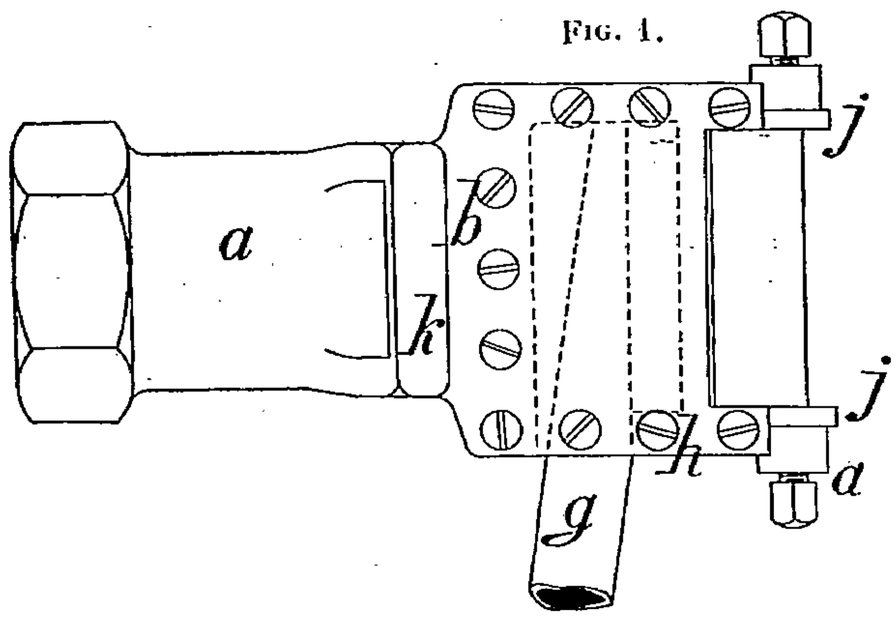
Dans les appareils à jet de sable tels qu'ils étaient formés jusqu'ici, la destruction rapide du bec, dans lequel le fluide propulseur et le sable ou autre matière coupante sont mélangés avant de sortir de l'appareil, a été un grand obstacle au succès (au point de vue économique) du procédé pour aiguiser les limes et tailler la pierre, le verre, les métaux et autres matières par le jet de sable.

Je vais décrire mon système comme étant appliqué à une embouchure plate.

Sur les dessins ci-annexés, les fig. 1, 2 et 3 représentent respectivement une vue en plan, une vue en coupe longitudinale et une vue de face ou par bout d'une embouchure que j'emploie pour finir et aiguiser les limes et les râpes, et travaillant sur de grandes surfaces.

a est une pièce en fonte formant la partie principale de l'embouchure; *b* sont des plateaux boulonnés des deux côtés de ladite embouchure ; dans la pièce *a* est foré un conduit de vapeur *c* qui diverge d'une forme cylindrique en une forme bifurquée en *d*. Cette bifurcation est constituée par une paroi trans-

Fig. 1.



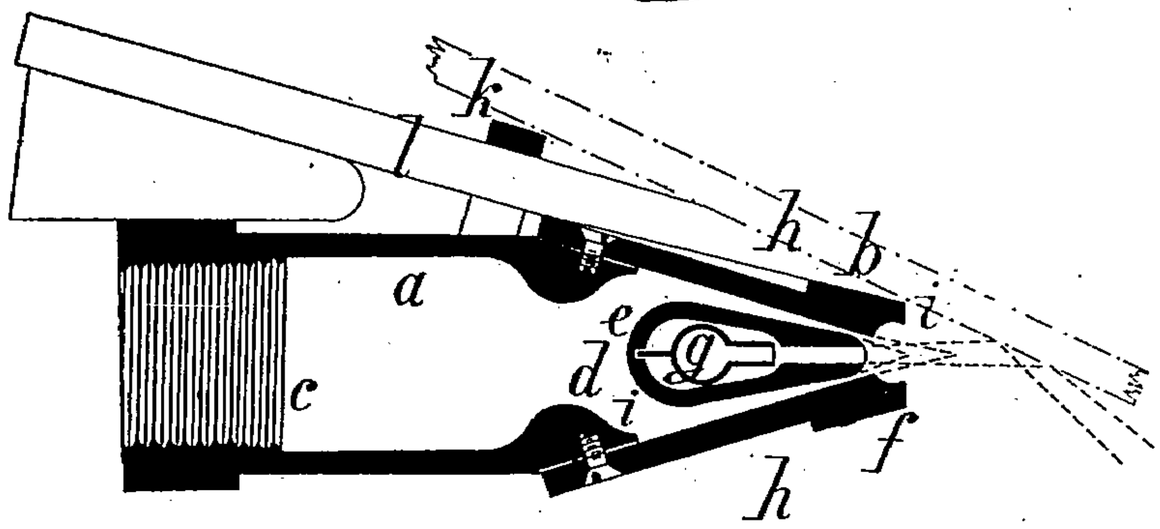


Fig. 2.

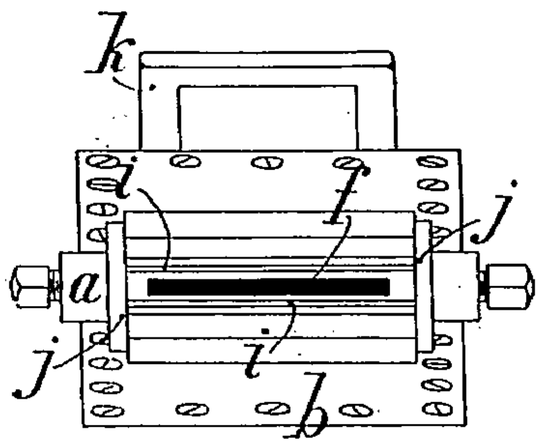


Fig. 3.

versale en métal qui forme l'arrière de la chambre *e* qui débouche en forme de fente ou entaille *f* à l'avant de l'embouchure.

On arrive à l'intérieur de ladite chambre par des ouvertures formées dans la pièce *à* en vue d'y introduire ou insérer un tube à sable *g* relié à un réservoir contenant le sable ou autre matière coupante. Ce tube *g* est de préférence formé en pointe vers son extrémité fermée, et à sa partie postérieure est formée une nervure qui pénètre dans une entaille ou rainure transversale pratiquée à l'arrière de la chambre pour l'insérer convenablement dans l'embouchure. Ce tube porte à l'avant une ouverture longitudinale recouverte par un tube aplati ou des rebords parallèles *h* fermés à leurs extrémités. On forme ainsi un passage pour diriger le sable du tube *b* à l'orifice de sortie *f* de la chambre *e*.

Par ce mode de fixage du tube, on établit le moins de contact possible entre la chambre et ledit tube. Cette disposition a pour objet d'empêcher la chaleur du fluide propulseur d'agir sur la matière coupante (lorsqu'on emploie du sable mouillé ou de la boue) de façon à entraver l'action de l'appareil. Les plateaux *b* s'adaptent sur des nervures légèrement élevées aux côtés de la pièce *a* et forment à l'arrière et aux côtés des joints étanches à la vapeur avec ladite pièce. Ces plateaux convergent légèrement vers l'avant de l'embouchure et servent à former des conduits prolongés *i*, d'où le fluide propulseur

sort en jets minces convergeant sous un angle d'environ 15° vers le plan du mouvement en avant du jet de sable ou de la matière coupante où ils se joignent à cette dernière et se mélangent avec elle. La chambre *e* se termine par une embouchure droite *f* parallèle aux orifices de sortie des conduits de vapeur *i*. L'orifice du conduit *f* est de niveau avec les extrémités de sortie des conduits *i*, mais il a un peu moins de largeur que lesdits conduits.

En vue de distribuer librement le sable ou la matière coupante, de l'embouchure, j'emploie la pression (par gravitation ou autrement pour assurer l'alimentation constante de la matière à travers l'appareil. Afin d'empêcher que le bec *f* de la chambre *e* ne s'ébrèche, ce qui enlèverait de l'uniformité du courant ou jet de sable, je forme des plateaux *b* avec des rebords qui surplombent les orifices de sortie dudit jet sans interrompre son parcours. Ce dispositif n'est évidemment qu'une sécurité pour maintenir l'efficacité de l'appareil pour des travaux grossiers.

j sont des plateaux amovibles placés aux deux extrémités des conduits de sortie *i*, pour empêcher l'air de pénétrer entre les jets de vapeur et d'interrompre l'uniformité du courant de la matière coupante. Ces plateaux, qui seront de préférence en acier, sont maintenus en place contre les plateaux *b* à l'aide de vis de serrage traversant des oreilles formées sur la pièce en fonte *a* ; *k* est un anneau venu de fonte avec l'embouchure ou bec *a* et destiné à recevoir une pièce de « touche » *l* qui est fixée sur une partie élevée du plateau supérieur *b* et sert de support et de pièce pour éprouver la lime ou la râpe présentée à l'action du jet de sable.

La partie circulaire du conduit *c* porte un pas de vis pour pouvoir fixer le bec au tuyau d'alimentation de vapeur.

Lorsque la vapeur est distribuée au bec et que le sable ou autre matière coupante arrive au tuyau *g*, il se forme un jet de vapeur et de sable mélangés (au delà du tube) épousant la forme de l'orifice de sortie dudit bec.

BREVET N° 236729 DU 3 MARS 1894

Par **Mathewson.**

(*Perfectionnement au jet de sable.*)

Cette invention se rapporte à ce qu'on appelle le jet de sable pour couper ou tailler, ornementer et travailler différentes surfaces dures, l'objet de l'invention étant de rendre le jet de sable plus efficace qu'il ne l'a été jusqu'à ce jour et, généralement, pour perfectionner sous d'autres rapports le travail au jet de sable.

A cet effet, l'invention consiste dans la méthode de produire et d'appliquer le jet de sable et dans les moyens employés pour l'exécuter.

Dans les dessins, j'ai représenté l'invention appliquée à deux classes de machines actuellement en usage; la fig. 38 (voir le texte) est l'élévation coupe d'une machine pour fournir un jet horizontal, lequel est le plus avantageux pour le métal, la pierre et, en général, pour un travail pénible; la fig. 42 est une vue semblable d'une machine pour fournir un jet vertical de bas en haut; c'est la forme la plus convenable pour le verre et un autre travail facile.

Jusqu'à ce jour, le jet de sable a été le plus souvent produit : 1° en dirigeant un jet de liquide propulseur dans l'embouchure du tube, ou tuyau injecteur, qui s'ouvre dans l'atmosphère en produisant ainsi un vide partiel et déterminant une secousse dans l'air atmosphérique, lequel transporte le sable en avant (tombant sous l'action de la gravité, d'une trémie dans l'embouchure du tuyau injecteur) à l'intérieur du fluide propulseur, quand tous les trois, le fluide propulseur, le sable et l'air, sont lancés en avant, mélangés ensemble, contre l'objet sur lequel ils doivent agir. Le résultat de cette opération est que le fluide propulseur devient plus ou moins dilué avec l'air et perd ainsi, dans une certaine mesure, son efficacité ; 2° en renfermant l'embouchure du tuyau injecteur dans une boîte à laquelle le milieu propulseur est fourni, le sable entrant dans la boîte venant d'une trémie extérieure. Cette disposition nécessite l'usage d'une colonne de sable verticale, d'une telle longueur et d'un tel diamètre qu'elle puisse surmonter ou contre-balancer la pression du fluide propulseur et assurer ainsi l'arrivée du sable, tombant par la gravité, dans le tuyau d'insufflation.

La propulsion directe du sable par le fluide propulseur, comme dans le dernier cas, produit un meilleur résultat que par l'aspiration à cause de la non-introduction de l'air à la pression atmosphérique, comme on l'a dit précédemment, mais quand on emploie de hautes pressions, on a trouvé que c'est impraticable à cause de la grande longueur de la colonne de sable nécessaire pour surmonter la pression du fluide propulseur sur l'orifice de sortie de la trémie à sable et la difficulté d'obtenir un écoulement régulier du sable au tuyau injecteur.

A présent, en vue d'obvier à ces difficultés et de me permettre de tirer avantage de la propulsion directe du sable, je place la trémie à sable ou ses extrémités dans une atmosphère de fluide propulseur,

et par ce moyen j'obtiens une pression égale, à la fois, au-dessus et au-dessous du sable, et, par conséquent, il n'existe aucun obstacle dans le chemin du sable tombant naturellement et par la gravité dans le tuyau injecteur.

En me reportant maintenant à la fig. 38, qui a trait à ce que j'appelle l'appareil injecteur horizontal, *a* est une enveloppe de préférence cylindrique qui est divisée en deux compartiments *1*, *2* par la cloison *b*. Cette cloison *b* a une ouverture ou des ouvertures fermées par un disque ou des soupapes *c* pour permettre la décharge durable (arrivant au compartiment *1* à la main) de temps en temps, d'un compartiment à l'autre.

Dans la fig. 38, j'ai représenté une soupape à disque supportée par une tige *d* contrôlée par un ressort.

Le compartiment 2 est hermétique, excepté pour les orifices d'entrée et de sortie, et dans son intérieur est placée une trémie à sable *e*, qui a son siège dans une enveloppe *f* reposant sur le fond ou supportée par le fond de l'enveloppe ou de toute autre manière appropriée, et avec laquelle est formée ce que j'appelle la chambre à combinaison ou de contact *g* parce que c'est là que le sable et le moyen propulseur se combinent d'abord ou viennent en contact. Le sable passe de la trémie *e* à la chambre *g* par le passage dans l'enveloppe *f*, qui peut être ouvert ou fermé, au moment voulu, de l'extérieur, par une soupape appropriée *h*.

La fig. 39 est une vue coupe à angle droit par rapport à la fig. 38 de la partie inférieure de cette enveloppe, représentant le passage et la chambre de contact.

i est l'orifice d'entrée pour l'agent propulseur qui, comme on voit, est libre de se diffuser de soi-même en tous points dans l'enveloppe et dans la trémie à sable, la sortie n'existant que par la chambre de contact *g* seulement dans laquelle entre l'extrémité inférieure de la trémie à sable. Par conséquent, on voit que le sable sera dans une atmosphère de fluide propulseur et que la pression sera égale au sommet aussi bien qu'en dessous du sable, et le sable tombera dans la chambre de contact *g*, par la gravité.

j est une plaque dans laquelle le sable tombe en vue de former une soupape à sable, quand l'appareil n'est pas encore en usage. Le sable tombe sur cette plaque et forme une petite pyramide de sable qui, finalement, bouche la sortie du sable.

Cette plaque sert aussi pour conserver l'arrivée du sable au centre de la chambre de contact *g* et pour assurer son mouvement régulier en avant par le fluide propulseur. Un tube flexible *k* (fig. 40), de longueur convenable et de même diamètre, est relié à l'extrémité de sortie de la chambre à combinaison ou de contact *g*, ce tube constituant une prolongation de la chambre de contact *g*. A l'extrémité de ce tube *k* est attaché le tuyau injecteur *l*.

Le tuyau injecteur ou buse est d'un diamètre beaucoup plus petit que la chambre et le tube, et c'est seulement quand il arrive au tuyau injecteur *l* que le sable atteint son maximum de vitesse.

La vitesse à travers la chambre *g* et le tube flexible est comparativement faible avec propulsion directe, et je peux ainsi, au premier moment, amener le sable et le milieu propulseur à une distance considérable et dans une direction quelconque, avant qu'il arrive au tuyau injecteur ou buse, sans détruire par abrasion le tube flexible.

Le fluide propulseur employé pour communiquer la force d'impulsion au sable a accompli son but quand le mouvement voulu a été donné au sable et que sa course au dehors avec le sable est préjudiciable.

Par conséquent, j'attache à l'extrémité de sortie de la buse *l* un tube conique *m* dont l'effet est de permettre au milieu propulseur de se dilater au moment où il sort de la buse, qui lui fait perdre, dans une grande mesure, sa vitesse, le sable allant en avant à l'ouvrage, sans être accompagné du fluide propulseur.

Il est évident que le tuyau insufflateur ou buse peut être attaché directement à la chambre de contact *g* si on le désire.

En se reportant à la fig. 37, on voit que les mêmes lettres s'appliquent aux mêmes parties correspondantes de la fig. 38 et qu'elles sont modifiées dans la mesure qu'il convient pour s'adapter à des circonstances différentes.

Ainsi le compartiment *1* est muni d'un couvercle *n* dans lequel est un orifice *o* au-dessus duquel l'article à travailler est placé; et les orifices d'admission *p* pour l'air ont un but que je vais expliquer maintenant.

Je place aussi une trémie à sable ou son équivalent dans ce compartiment, pour empêcher le sable de passer au dehors par le tuyau *q*.

La plaque *j* est placée, dans cette disposition, vis-à-vis de l'extrémité du tuyau à sable *g*, et le sable tombe en un certain nombre de petits courants, sur la plaque, et est transporté à la chambre de contact pour aller au tuyau injecteur sous l'action du milieu propulseur qui passe autour du bord de la plaque.

Le choc du sable sur l'ouvrage détermine une désintégration partielle du sable et de la surface soumise au travail, et une poussière est ainsi produite, laquelle ne peut plus servir pour produire le jet; il est donc utile de la séparer du sable qui reste encore dans de bonnes conditions pour un travail futur.

C'est plus particulièrement le cas quand le jet agit dans un compartiment plus ou moins fermé, comme on le voit dans la fig. 37.

Il est aussi nécessaire de se procurer un jet débarrassé du fluide propulseur, et j'obtiens ce résultat en convertissant le compartiment *1* en une chambre vide.

A cet effet, j'établis, entre l'extrémité du tube conique *m* et l'ouvrage, un écusson conique *r* ayant une ouverture centrale pour le jet qui doit passer à travers, et de petites ouvertures à sa base pour le sable qui retourne à la trémie. Près du fond de la chambre, j'établis un tuyau de sortie *g*, et à l'intérieur de ce tuyau se trouve un injecteur ou buse *s* qui lance de l'air comprimé ou un autre agent propulseur pour former un jet du compartiment *2*.

On voit que, quand le jet agit, un vide partiel est produit dans le compartiment *1* ; l'air se précipite aux orifices d'admission *p*, dans le couvercle et par l'ouverture centrale dans l'écusson *r*, en entraînant avec lui la poussière et en rencontrant le milieu propulseur qui est ainsi entraîné avec la poussière par-dessus le bord de la trémie pour aller vers la sortie et être lancé au dehors dans la chambre de dépôt ou dans l'air atmosphérique.

Le vide n'est pas assez parfait pour affecter le jet de sable, et le bon sable, après qu'il a fait son travail, coulera vers l'écusson conique et s'échappera par les ouvertures vers la trémie située au-dessus.

Bien que, pour un travail pénible, la séparation de la poussière d'avec le sable ne soit pas nécessaire, cependant, pour ce genre de travail, je trouve avantageux d'adapter à l'extrémité du tube conique *m* (fig. 38) une chambre où l'on a fait le vide qui, en pratique, peut être la répétition du compartiment *1*, à une petite échelle réduite, sans le couvercle ni la trémie à sable.

(*A suivre.*)

OUVRAGES RÉCEMMENT PARUS

OUVRAGES FRANÇAIS

Le graissage industriel, par MM. Tétedoux et G. Franche. In-8°, 250 p., 130 fig. Paris, Bernard (6 fr.).

2e Congrès international d'automobiles, tenu à l'Automobile Club de France en 1903. 2 vol. in-8°, 1.120 p. Paris, Dunod (20 fr.).

Les maladies des machines électriques, par M. E. Schultz (Traduction Halphen). In-8°, 92 p., 42 fig. Paris, Dunod (2 fr. 50).

Emploi de l'air comprimé à hautes tensions comme moyen de transport mécanique souterrain, par MM. Schuer et Massart. In-8°, 100 p. Paris, Dunod (3 fr.).

Manipulations et études électrotechniques, par M. L. Barbillon In-8°, 304 p., 162 fig. Paris, Dunod (14 fr.).

Les ports maritimes de l'Amérique du Nord, par MM. Quinette de Rochemont et Vétillard. 3 vol. in-8°, 1.500 p., et Atlas. Paris, Dunod (65 fr.).

Traité théorique et pratique de métallurgie générale, par M. L. Babu. In-8°, 590 p., 148 fig. Paris, Béranger (25 fr.).

Guide pour la réception du matériel des chemins de fer et tramways, par M. R. Bodmer. In-8°, 115 p. Paris, Béranger (6 fr.).

Les applications des aciers au nickel, par M. C.-E. Guillaume. In-8°, 215 p., 25 fig. Paris, Gauthier-Villars (3 fr. 50).

Thermodynamique, notions fondamentales, par M. L. Marchis. In-8°. Paris, Gauthier-Villars (5 fr.).

Les moteurs agricoles, par M. G. Coupan. In-8°, 484 p., 269 fig. Paris, J.-B. Baillière.

Les régulateurs de machines à vapeur, par M. Lecornu. In-4°, 314 p., 277 fig. Paris, Dunod.

Essais industriels des machines électriques et des groupes électrogènes, par M. F. Loppé. In-8°, 280 p., 130 fig. Paris, Gauthier-Villars.

Théorie de Maxwell et les oscillations hertziennes. La télégraphie sans fil, par M. H. Poincaré. In-8°, 110 p. De la collection « Scientia ». Paris, Naud (2 fr.).

Leçons sur l'électricité professées à l'Institut technique de Montefiore, par M. Eric Girard. Vol. I, In-8°, 882 p., 400 fig. (7e éd.). Paris, Gauthier-Villars.

Les machines à glace et les applications du froid dans l'industrie, par M. Perret. In-8°, 572 p., 190 fig., 18 pl. Paris, Bernard (25 fr.).

Emploi de l'électricité dans l'industrie minière, par M. N. Lapostolet. In-8°, 300 p., 67 fig. Paris, Dunod (7 fr. 50).

Le problème général du vol et la force centrifuge, par M. Averly. In-8°, 100 p., 21 fig. Paris, Dunod.

Presses modernes typographiques, par M. A. Ducrot. In-4°, 160 p. Paris, Gauthier-Villars (6 fr.).

Traité théorique et pratique des moteurs à gaz et à pétrole, par M. A. Witz, 2 vol. in-8°, 500 p. Paris, Bernard (30 fr.).

Les turbo-moteurs et les machines rotatives, par M. de Graffigny. In-8°, 290 p., 128 pl. Paris, Bernard (10 fr.).

Les roues dentées, par M. A. Jully. In-8°, 150 p., 89 fig. Paris, Bernard (4 fr.).

Les accumulateurs électriques, par M. L. Jumeau. In-8°, 930 p., 595 fig. Paris, Dunod (27 fr. 50).

CHRONIQUE

MACHINE A TAILLER LES ROUES CONIQUES DE M. *NARDIN*

Cette machine, construite par les ateliers Ducommun, de Mulhouse, repose sur le principe que toutes les roues dentées qui engrènent exactement avec une même crémaillère ou une roue plane à flancs droits engrènent aussi correctement entre elles. Si l'on remplace la crémaillère ou la roue plane par un outil de rabotage ayant la forme d'une de ses dents, et si l'on fait rouler une roue à tailler sur cet outil, il découpera dans le corps de roue un creux dont les flancs auront une forme en rapport avec le diamètre de la roue. Or, lorsqu'il s'agit de tailler des roues coniques, on ne peut de cette manière façonner qu'un seul flanc à la fois, attendu que les interstices entre les dents sont plus étroits au bord intérieur de la denture qu'au bord extérieur et que les flancs des dents convergent vers le sommet géométrique de la roue conique. Cette manière de façonner les deux séries de flancs l'une après l'autre entraîne une grande perte de temps et la nécessité de déplacer et d'ajuster l'outil chaque fois après la taille de chaque série de flancs.

Dans la machine de M. Nardin, le façonnage simultané des deux flancs est rendu possible parce qu'au lieu d'employer une dent de taillage, on utilise pour le taillage en quelque sorte un entre-dents à flancs droits, c'est-à-dire deux outils raboteurs ajustables formant cet entre-dents, qui, par un mouvement relatif entre eux et la roue à tailler, découpent simultanément les deux flancs d'une dent, et cela avec la convergence correspondante dans les roues coniques. Par ce moyen, non seulement le travail du taillage des roues coniques se fait plus rapidement, mais encore les outils n'exigent qu'un seul réglage pour tailler tout un jeu de roues engrenant ensemble ou une série de roues semblables. De plus, les deux outils attaquant la dent sur ses deux flancs à la fois, leur poussée latérale se trouve équilibrée (du moins dans la phase médiane de la période de taillage), ce qui diminue le risque d'un pivotement indu de la roue et constitue ainsi un notable avantage pour le travail de roues de grandes dimensions.

Sur les fig. 1 à 5, 1 et 2 désignent les deux outils raboteurs parallèles, portés par des chariots, formant entre eux un entre-dents à flancs droits et dont les guide-chariots 3 et 4, montés de part et d'autre d'un point central commun O du système, sont ajustables autour de ce point horizontalement et verticalement, de sorte qu'ils peuvent être ajustés en inclinaison verticale aussi bien qu'en position de convergence. En dehors de la colonne montante 5, se trouve la poulie étagée de commande 6, montée sur l'arbre 7 (fig. 2 et 3) et qui, par le plateau 8 et le bouton de manivelle 9, pourvu de la noix 10, fait osciller le levier à coulisse 12, pivoté en 11, et relié par des biellettes 13 et 14 aux chariots porte-outils 15 et 16, lesquels reçoivent ainsi un mouvement de va-et-vient pour le rabotage. La disposition du levier à coulisse oscillant 12 produit de la manière connue le retour rapide des chariots porte-outils. Les deux guide-chariots 3 et 4 peuvent pivoter autour des tourillons 17 et 18 (fig. 3), ce qui permet de les incliner de façon que la pointe des outils 1 et 2 vienne tracer le fond des entre-dents de part et d'autre de la dent à tailler (fig. 2). Une graduation 19 (fig. 2) sert à faciliter cet ajustement ou à déterminer l'inclinaison, et des boulons de serrage 20 et 21 servent à fixer les guide-chariots 3 et 4 dans leur position ajustée (fig. 2 et 4). Les supports 22 et 23 des tourillons

17 et 18 peuvent, à leur tour, pivoter par leur base segmentaire autour du centre O, dans

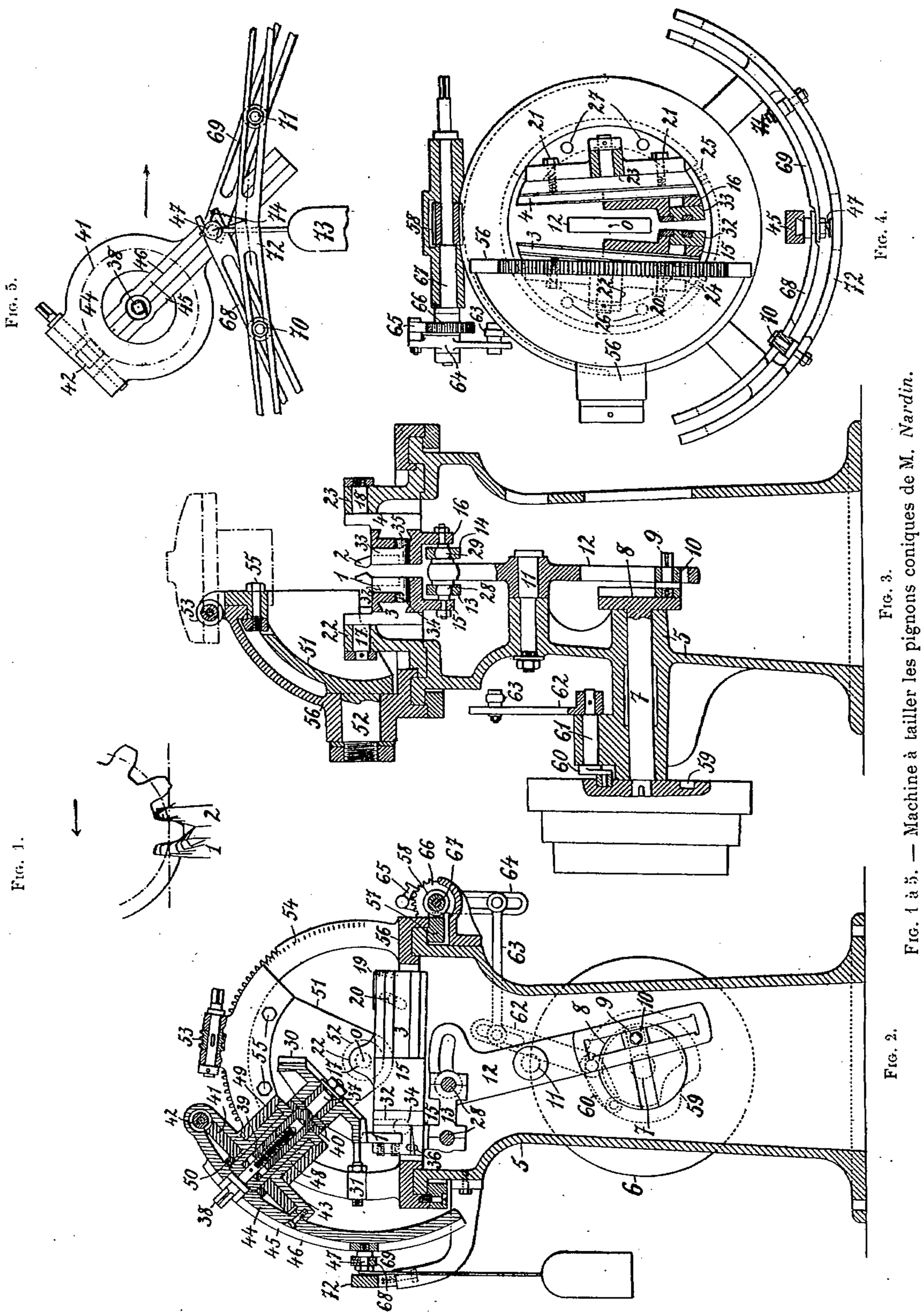


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

Fig. 1 à 5. — Machine à tailler les pignons coniques de M. *Nardin*.

des guidages circulaires de la colonne 5, de sorte que les bords tranchants des outils

peuvent être orientés en convergence suivant l'épaisseur des dents à tailler. Des graduations 24 et 25 de la colonne 5 servent à faciliter la détermination de l'angle de convergence requis, et des boulons de serrage 26 et 27 servent à fixer les supports 22 et 23 une fois ajustés (fig. 4). Comme les chariots porte-outils 15 et 16 ne se meuvent pas dans des plans parallèles à la coulisse oscillante 12 (fig. 4), les articulations 28, 29 des biellettes 13, 14 sont établies sous forme d'articulations sphériques (fig. 3).

Les outils 1 et 2 et leur commande sont disposés de manière que les outils travaillent de l'intérieur vers l'extérieur, c'est-à-dire depuis le diamètre de roue plus petit vers le diamètre plus grand, ce qui fait qu'ils commencent la passe insensiblement, sans choc, la section du copeau augmentant progressivement. D'autre part, cette disposition permet de soutenir le corps de roue à tailler 30 à l'aide d'un butoir postérieur formant appui 31 lors des fortes passes (fig. 2). Les outils sont tenus dans des porte-outils 32 et 33 qui peuvent osciller sur des tourillons 34, 35 ; au retour des chariots porte-outils, les ports-outils 32 et 33 proprement dits peuvent céder, tandis que pour la course de rabotage, ils sont ramenés par des ressorts 36 en leur position de travail dans laquelle ils s'adossent contre des appuis fixes. Dans cette disposition des porte-outils, le porte-à-faux des outils est réduit à son minimum ; les outils eux-mêmes sont d'une conformation simple et robuste.

La roue à tailler 30 est centrée sur le mandrin 37 (fig. 2), serré à l'aide d'une vis 38 dans le manchon 39, et est fortement pressée, avec interposition de rondelles de réglage 40, contre le manchon 39 relié à la roue 41 du diviseur. La vis sans fin 42 du diviseur, qui est ici commandée à la main mais pourrait l'être automatiquement, est portée par la boîte 43 qui entoure la roue de division 41, et dont le couvercle 44 comporte un bras segmentaire 45, dirigé vers le bas et pourvu d'une rainure longitudinale 46, dans laquelle peut être déplacé et fixé le tourillon 47 (fig. 2 et 4). La boîte 43 porte en outre un moyeu 48, pivotant dans la douille 49, et est maintenue en place par un écrou 50. La douille 49 est portée par un secteur mobile 51, qui pivote sur le tourillon 52 et peut être ajusté en regard d'une coupole dentée 56 par une vis sans fin 53, la graduation 54 permettant de l'amener exactement à l'inclinaison qui correspond à l'angle de la roue à tailler, dont l'axe passe par le centre O. Des boulons de serrage 55 servent à fixer le secteur 51 après son ajustement. La coupole 56, portant le secteur 51 par le pivot 52, peut à son tour tourner autour de l'axe vertical de la colonne 5, une denture ou couronne dentée 57 et une vis sans fin 58, qui engrène avec elle, étant disposées à cet effet. Cette vis sans fin 52 est, lors du travail de la machine, mise en mouvement par un encliquetage convenable 64, 65, 66 (fig. 2, 3 et 4) dont le levier à cliquet 64 reçoit la commande de la poulie 6, qui est munie à cet effet d'une rainure-came 59, par l'intermédiaire du levier 60, de l'arbre 61, du levier 62 et de la tringle 63, et actionne par le cliquet 65 la roue d'avancement 66 fixée sur l'arbre 67 de la vis sans fin 58, de manière à faire tourner celle-ci cran par cran.

Ce mouvement d'avancement intermittent a pour but de déplacer pas à pas la coupole 56 avec la roue à tailler 30 en regard des outils 1 et 2, et cela transversalement à l'axe de la roue, de sorte que la roue est ainsi amenée par intermittence d'un côté à l'autre des outils 1 et 2 en passant devant ceux-ci qui, dans ce voyage de la roue, effectuent le taillage. Après chaque course complète des outils, la coupole 56, avec la roue à tailler, est avancée d'un cran. Pour l'obtention des profils voulus des dents à tailler, il est encore nécessaire que la roue à tailler tourne en même temps qu'elle se déplace, c'est-à-dire qu'elle roule progressivement en regard des outils raboteurs. A cet effet, la machine comporte le dispositif de roulement suivant :

On sait qu'un point d'un cercle roulant sur une ligne droite décrit une cycloïde dont les centres de courbure successifs forment sa développée. Pour obtenir un roulement

correct des roues à tailler, sans pour cela compliquer la construction, la machine est pourvue de deux leviers à fourche courbés et entaillés 68 et 69 (fig. 4 et 5), dont les pivots 70 et 71 sont fixés d'une manière ajustable sur une lame courbée et entaillée 72, représentant la développée d'une cycloïde et portée par la colonne 5, lesdits pivots se trouvant disposés symétriquement d'un côté et de l'autre du milieu 74 de la lame 72. Ces deux leviers à fourche embrassent le pivot 47, ajusté sur le bras 45 à hauteur du cercle primitif de la roue et sollicité par un poids 73. En déplaçant l'axe 38 de la roue à tailler 30 de gauche à droite (fig. 5), le pivot 47, convenablement ajusté, s'appuie, sous l'action du

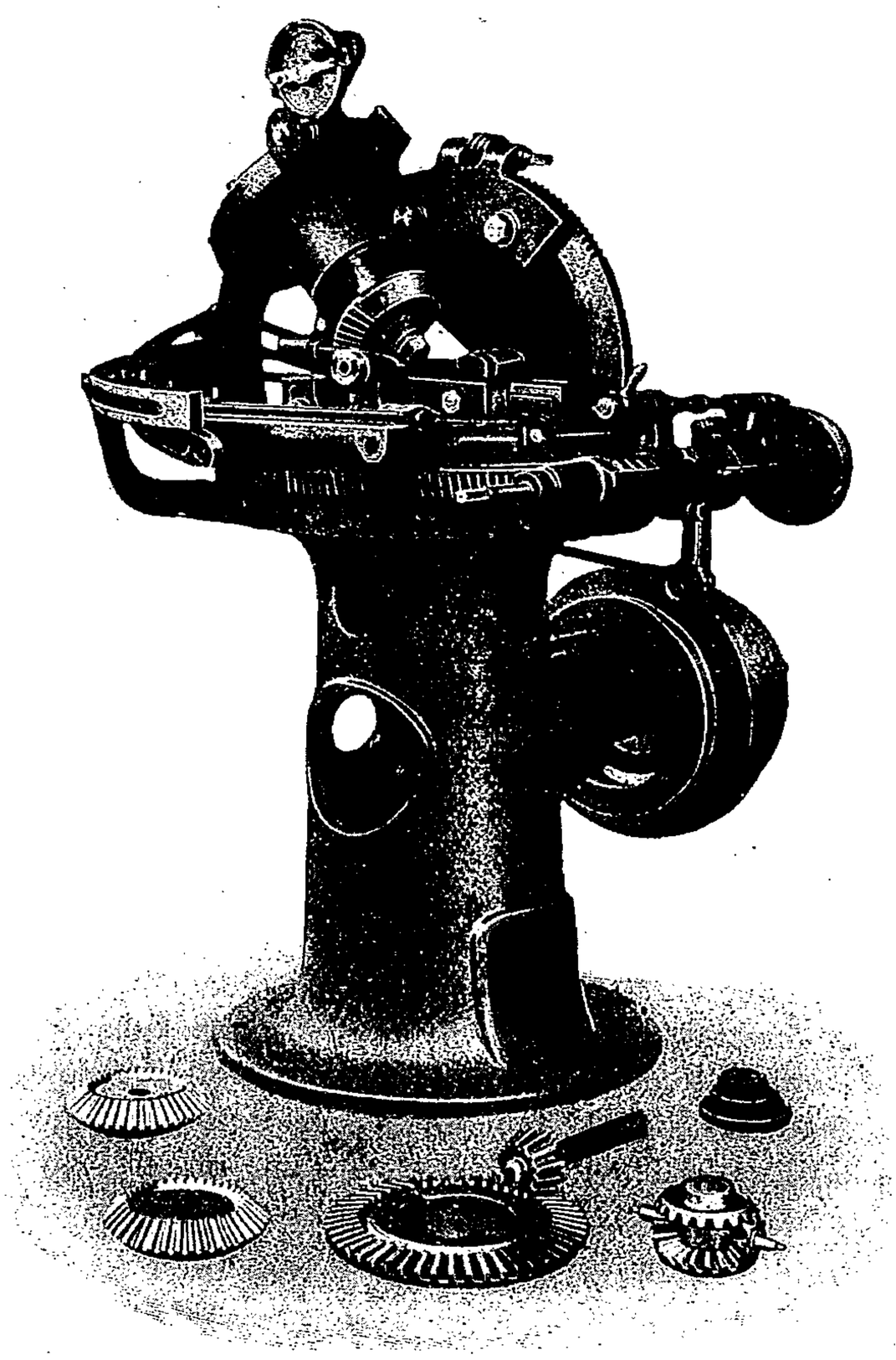


Fig. 5. — Machine à tailler les pignons coniques *Nardin*.

poids 73, contre le levier à fourche 68, et décrit un arc appartenant à la partie descendante d'une cycloïde. Arrivé au point 74, le pivot 47 est solidement maintenu entre les deux leviers à fourche, et, la roue à tailler étant avancée plus loin dans la même direction, le tourillon 47 viendra s'appuyer sur le levier à fourche 69, pour décrire un arc symétrique au premier, appartenant à la partie ascendante de la cycloïde, alors que le levier à fourche 68 en sera dégagé.

Le fonctionnement général de la machine est le suivant :

Après avoir fixé la roue à tailler sur le mandrin et l'avoir inclinée à l'aide de la

vis 53 suivant l'angle requis, ce qui est facilité par la graduation 54, on fixe le tourillon 47 à la hauteur du cercle primitif de la roue (fig. 2), c'est-à-dire au point 74 (fig. 5), lorsque le bras segmentaire 45 occupe sa position verticale. Les pivots 70 et 71 et les leviers à fourche, de guidage 68 et 69, sont alors fixés à la position requise, et la roue à tailler est roulée de côté jusqu'en dehors de l'atteinte des outils, en faisant tourner la coupole 56 à la main à l'aide de la vis sans fin 58. On met en place les outils 1 et 2, puis on oriente et fixe les guides 3 et 4 des chariots porte-outils suivant la hauteur et l'épaisseur des dents à tailler.

La machine alors mise en marche; la coupole 56 tourne par saccades sous l'action de l'encliquetage 64, 65, 66 et de l'engrenage à vis sans fin 57, 58, de sorte que la roue à tailler 30 est roulée progressivement devant les outils qui, dans leur mouvement de va-et-vient, découpent, au fur et à mesure de ce roulement, deux entailles laissant entre elles une dent correctement façonnée sur les flancs (fig. 1). Lorsqu'une dent est ainsi achevée, la roue à tailler est ramenée à sa position première en faisant tourner la coupole 56 en arrière; puis on tourne la roue d'une dent à l'aide du diviseur 41, 42, et on remet la machine en marche pour la taille de la dent suivante, et ainsi de suite.

Pour des roues plus grandes, il est avantageux de disposer le pourtour de la roue à tailler au secteur 51 sur des guides, par exemple sur un chariot coulissant, pour pouvoir l'ajuster vis-à-vis du centre du système, avec la roue à tailler, en remplacement des rondelles de réglage 40.

Le roulement de la roue à tailler peut aussi se faire de la manière inverse en faisant tourner la roue sur un mandrin fixe, par exemple, pendant que les outils exécutent, outre leur mouvement de rabotage de va-et-vient, un mouvement de rotation comme une roue plane, transversalement à l'axe de la roue à tailler. Dans la fig. 2, ce serait le cas si la coupole 56 était fixe alors que tournerait la colonne 5 avec les guides 3 et 4 pour les chariots porte-outils et la lame courbée 72.

Les leviers à fourche 68, 69 du dispositif de roulement peuvent aussi être remplacés par des pièces de guidage conformées en cycloïde, par lesquelles le tourillon 47 est convenablement guidé.

Lorsqu'il s'agit de la taille de roues droites ou hélicoïdales, les guides des chariots porte-outils sont ajustés parallèlement l'un à l'autre, tandis que le roulement de la roue à tailler s'opère d'après le même principe, mais suivant une ligne droite.

Les productions atteintes avec la machine semi-automatique sont, pour journée de 10 heures :

100 à 150 dents, module 4,5, acier mi-dur, longueur de dents 45 millimètres, pour ébaucher et finir sur la machine;

250 dents, module 4,5, acier mi-dur, longueur des dents 45 millimètres, lorsque les dents sont défoncées déjà, montage et démontage des roues compris.

LES TURBINES A VAPEUR [1]

Les turbines à vapeur ont été, au meeting de l'*Institution of Mechanical Engineers*, à Chicago, 1er juin 1904, l'objet de quelques communications intéressantes, notamment celle de M. *Rateau*, sur les différentes applications des turbines.

Les turbines simples peuvent être à impulsion ou à réaction. Les diagrammes fig. 1 et 2 représentent le tracé des aubes et ajutages de ces deux types, avec les triangles

1. *Revue de Mécanique*, avril et mai, p. 368 et 482.

des vitesses d'entrée et de sortie de la roue en OAB et OBC. Les aubes de la roue d'impulsion se présentent, en projection, avec des tracés en arc de cercle et des angles d'entrée et de sortie presque les mêmes, tandis que celle des roues de réaction ont un tracé parabolique avec des angles de 90° à l'entrée et de 20 à 30° à la sortie. La section des canaux reste, dans les turbines à impulsion, invariable, tandis que, dans les turbines à réaction, elle diminue vers la sortie, et ce rétrécissement doit être calculé avec soin en raison de son influence considérable sur le rendement.

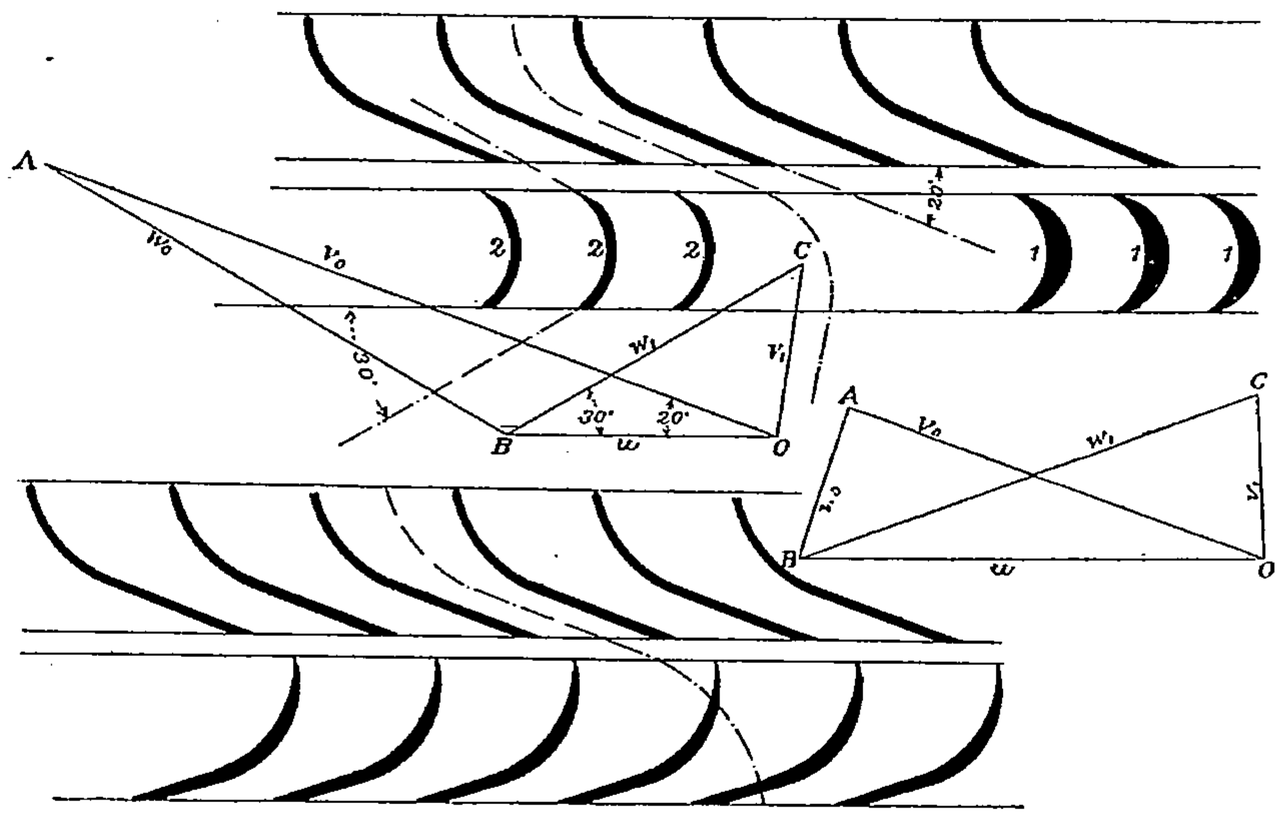


Fig. 1 et 2.

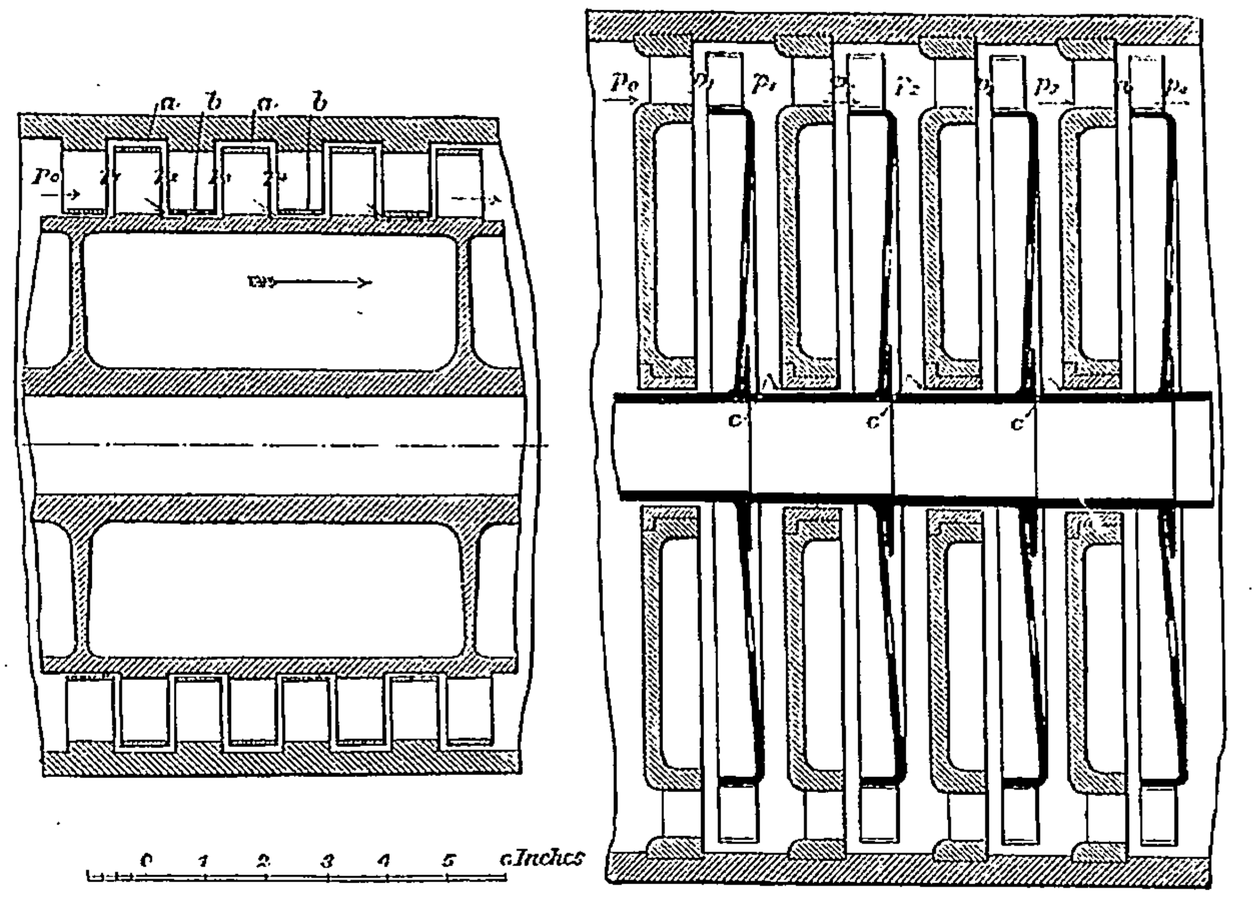


Fig. 3 et 4.

Les turbines *multicellulaires* (fig. 4) se distinguent des multiples à tambour, genre Parsons (fig. 3), en ce que les aubes y sont fixées sur des roues plates séparées par des diaphragmes qui divisent la turbine en autant de cellules. Dans les turbines multicellulaires, la vapeur ne peut fuir qu'en *c*, entre l'arbre et les diaphragmes, tandis que, dans les turbines à tambour, elle peut fuir en *aaaa*, entre les roues et l'enveloppe, et en *bbbb*, entre les directrices fixes et le tambour des roues. Les fuites en *a* peuvent s'annuler en

marchant en impulsion, mais alors les fuites en *b* sont maxima ; en fait, la réduction de ces fuites à des limites acceptables ne s'obtient que par un ajustage extrêmement précis, et il est à craindre que l'usure ne leur fasse bientôt dépasser ces limites. D'autre part, les frottements de la vapeur sur les disques des roues en multicellulaire ne dépassent guère 2 à 4 p. 100 de la puissance normale sur des types de 500 chevaux, et les fuites en *c* peuvent être presque nulles.

Le principe des turbines *Curtis* consiste, comme l'a énoncé M. Mortker en 1890[1], à faire agir la vapeur sur une suite de roues en série de manière à permettre de diminuer considérablement la vitesse de rotation de la turbine, ce qui est un grand avantage, car les roues de cette turbine développent, par suite des tourbillonnements et frottements de la vapeur, de moins en moins de puissance à mesure que l'on avance dans leur série, et que les dernières agissent probablement plutôt comme des freins que comme de véritables moteurs. Les turbines *Curtis* primitives de la station électrique de Fisk, à Chicago, avaient des groupes de quatre roues chacun, qui furent réduits successivement à trois et à deux ; et, même avec des groupes de deux roues, le rendement serait inférieur de 20 p. 100 à celui d'une turbine multicellulaire à roues uniques correspondante, de sorte que ce type paraît destiné à disparaître.

Les turbines *Rateau*, bien connues de nos lecteurs [2], sont à impulsion, multicellulaires, avec admissions partielles par des secteurs d'aubes fixes décalées d'un diaphragme à l'autre de manière que la vapeur les traverse sans choc au sortir des roues correspondantes ; les dernières roues sont à injection totale sur toute leur périphérie. Le réglage se fait par étranglement de l'admission ; il n'entre, avec la vapeur, aucune huile de graissage. Cette turbine se prête également à l'utilisation de la vapeur d'échappement d'autres moteurs, sous la forme de turbines mixtes avec accumulateurs de vapeur[3].

Les turbines *Rateau* ont reçu de nombreuses applications, pour la commande des dynamos des pompes[4], des hélices de navires[5] et aussi pour celles des ventilateurs à haute pression[6]. Aux forges de Châtillon et Commentry, deux ventilateurs en parallèle, à roues de 280 millimètres de diamètre, comme celles des deux turbines en série qui les commandent à des vitesses variant de 14.000 à 19.000 tours par minute, alimentent un haut fourneau d'air soufflé à des pressions variant de 0 kg. 3 à 0 kg. 4, avec des puissances variant de 122 à 91 chevaux et des rendements totaux de 0,34 à 0,38. On construit actuellement un ventilateur de 350 chevaux qui donnera des pressions de 6 kilog., commandé par une turbine alimentée par l'échappement d'une machine d'extraction de mines. Des appareils de ce genre paraissent appelés à remplacer les machines soufflantes à pistons des hauts fourneaux.

D'après M. *Hogdkinson*, inventeur d'une turbine[7], les condenseurs à surface auraient plus de chance que les autres à un emploi général pour les turbines, qui n'introduisent pas d'huile dans l'eau de condensation ; ils donnent d'excellents résultats avec les pompes à air sèches. Les condenseurs atmosphériques auraient moins de succès ; il se dépose

1. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale*, avril 1890. *Revue de Mécanique*, mars 1898, p. 333 ; juillet 1903, p. 69 ; février 1904, p. 81. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, février 1904, p. 140.

2. *Revue de Mécanique*, juillet et septembre 1897, p. 629 et 828 ; février, mai, août, septembre, décembre 1898, p. 134, 476, 146, 238, 618 ; mars, avril 1899, p. 295, 365 ; janvier, avril, mai, août 1900, p. 17, 394, 539, 167 ; novembre 1901, p. 609 ; juillet, décembre 1902, p. 93 et 631 ; août 1903, p. 213 ; avril 1904, p. 374. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, avril 1904, p. 300.

3. *Revue de Mécanique*, avril 1901, p. 485 ; avril 1903, p. 385 et 400.

4. *Revue de Mécanique*, décembre 1901, p. 717 ; mars 1902, p. 203 ; mai 1903, p. 511. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, décembre 1901.

5. *Bulletin de la Société d'encouragement*, avril 1904, p. 300.

6. *Revue de Mécanique*, mars 1993, p. 266.

7. *Revue de Mécanique*, mai 1904, p. 491.

presque toujours de l'eau dans le tuyau horizontal qui les relie à l'échappement de la turbine [1], ce qui occasionne des contre-pressions relativement considérables à moins que l'on ne marche à pleine charge [2].

Turbines Curtis. — Dans les nouvelles turbines *Curtis* [3], les aubes des roues A, B et C (fig. 5 à 7) sont symétriques de manière à pouvoir être facilement fraisées par des machines spéciales [4]; celles des directrices DE sont seules dissymétriques, comme l'indique le tracé pointillé *a* (fig. 7) et doivent être taillées en deux coupes, pour passer du tracé plein (fig. 7) au tracé pointillé. Comme ces aubes sont bien moins nombreuses que celles des roues en raison de l'admission partielle, la dépense de cette double taille n'est pas considérable. Les angles d'entrée et de sortie des aubes A, B et C, égaux pour toutes les aubes d'une même roue, croissent à mesure que l'on se rapproche de la sortie de la

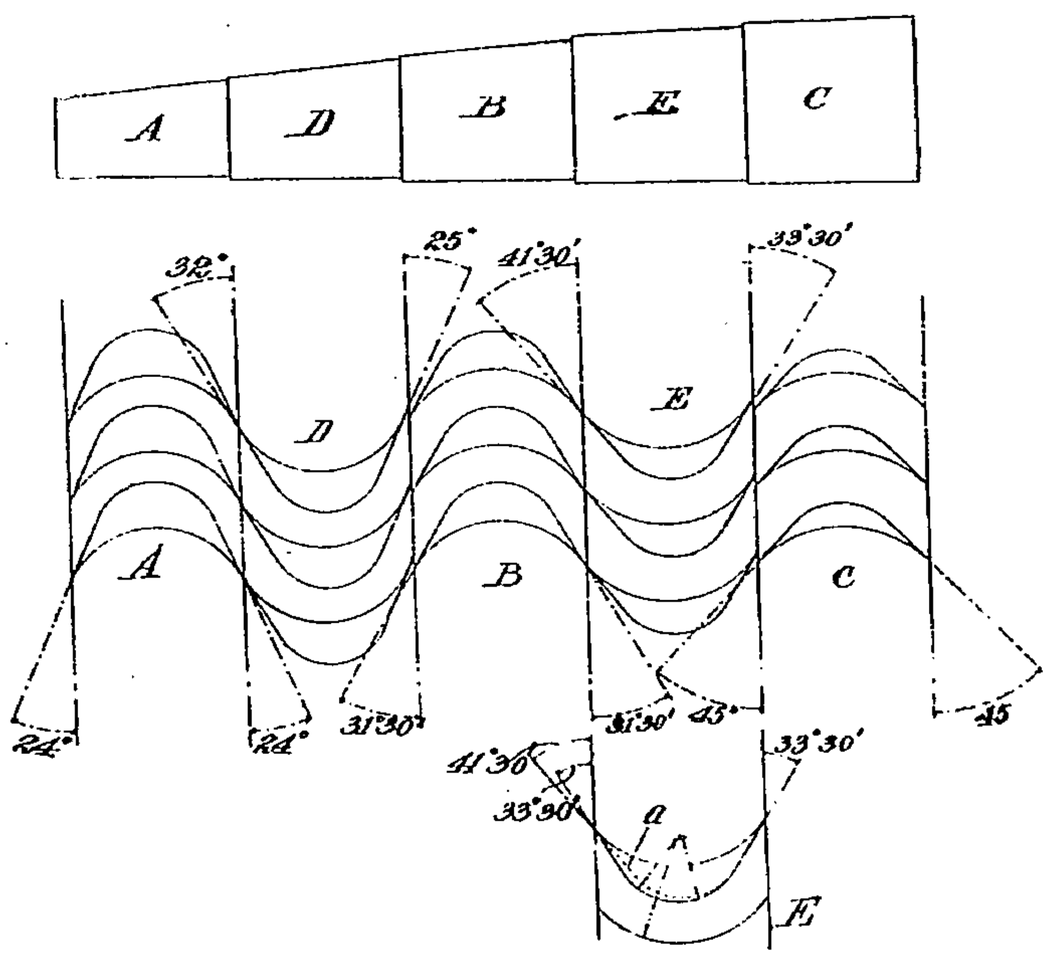


Fig. 5 à 7. — Turbine *Curtis*.

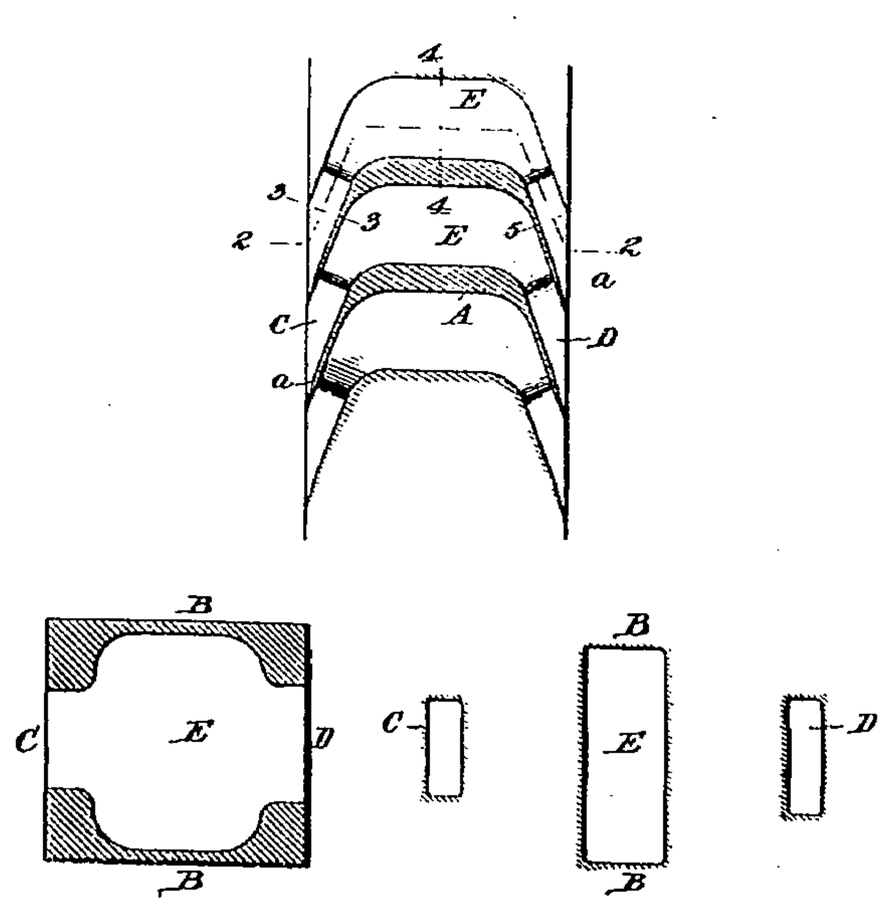


Fig. 8. — Turbine *Curtis* mixte.
Tracé des aubes. Coupes 2, 3, 4 et 5.

turbine, de 24 à 45° dans l'espèce figurée; dans les directrices, les angles d'entrée sont plus grands que ceux de sortie : 41° 30′ au lieu de 33° 30′ dans le cas représenté en fig. 6. La rotation des roues en fait sortir la vapeur sous un angle plus grand que celui des aubes et sous lequel il aborde sans choc l'angle agrandi en conséquence des directrices.

Dans le type fig. 8 [5] les aubes A des roues ont des entrées C et sorties D à faces anti-parallèles, séparées par une chambre E, avec faces parallèles BB, où la force vive du jet reçu en C se transforme en pression, de sorte que la roue fonctionne en mixte : partie en impulsion, partie en réaction.

En fig. 9 à 11, les turbines A, B et C, reliées en E et accouplées sur un même arbre, sont suivies, au dernier groupe C, d'une turbine de changement de marche H, et cette turbine est séparée de l'échappement L de l'ensemble des autres par un diaphragme I,

1. *Revue de Mécanique*, janvier 1904, p. 99.
2. Meeting de Chicago. *Engineering News*, 9 juin, p. 556.
3. *Brevet anglais* 16214 de 1903.
4. *Brevet anglais* 21509 de 1903. Cette machine sera décrite dans notre Littérature « Machines-outils ».
5. *Brevet anglais* 16211 de 1903.

percé d'un trou *c* pour l'échappement de H. On évite ainsi l'accumulation de l'eau de condensation en H ; cette eau est déviée sur l'échappement L par le déflecteur K[1].

La fig. 12 représente, d'après M. *Emmet*, l'un des inventeurs de la turbine *Curtis*[2], le détail de la crapaudine de ces turbines ; elle se compose de deux blocs de fonte : l'un entraîné par l'arbre et l'autre fixe, avec, au centre, une cavité pleine d'huile sous une pression suffisante pour équilibrer la charge totale, et, dans les nouveaux types, cette huile sera remplacée par de l'eau, de manière à éviter la nécessité d'une garniture pour l'empêcher d'entrer au condenseur. Les turbines de 5.000 kilowatts exigent une circulation d'huile de 23 litres par minute. Ces crapaudines donnent pleine satisfaction. La

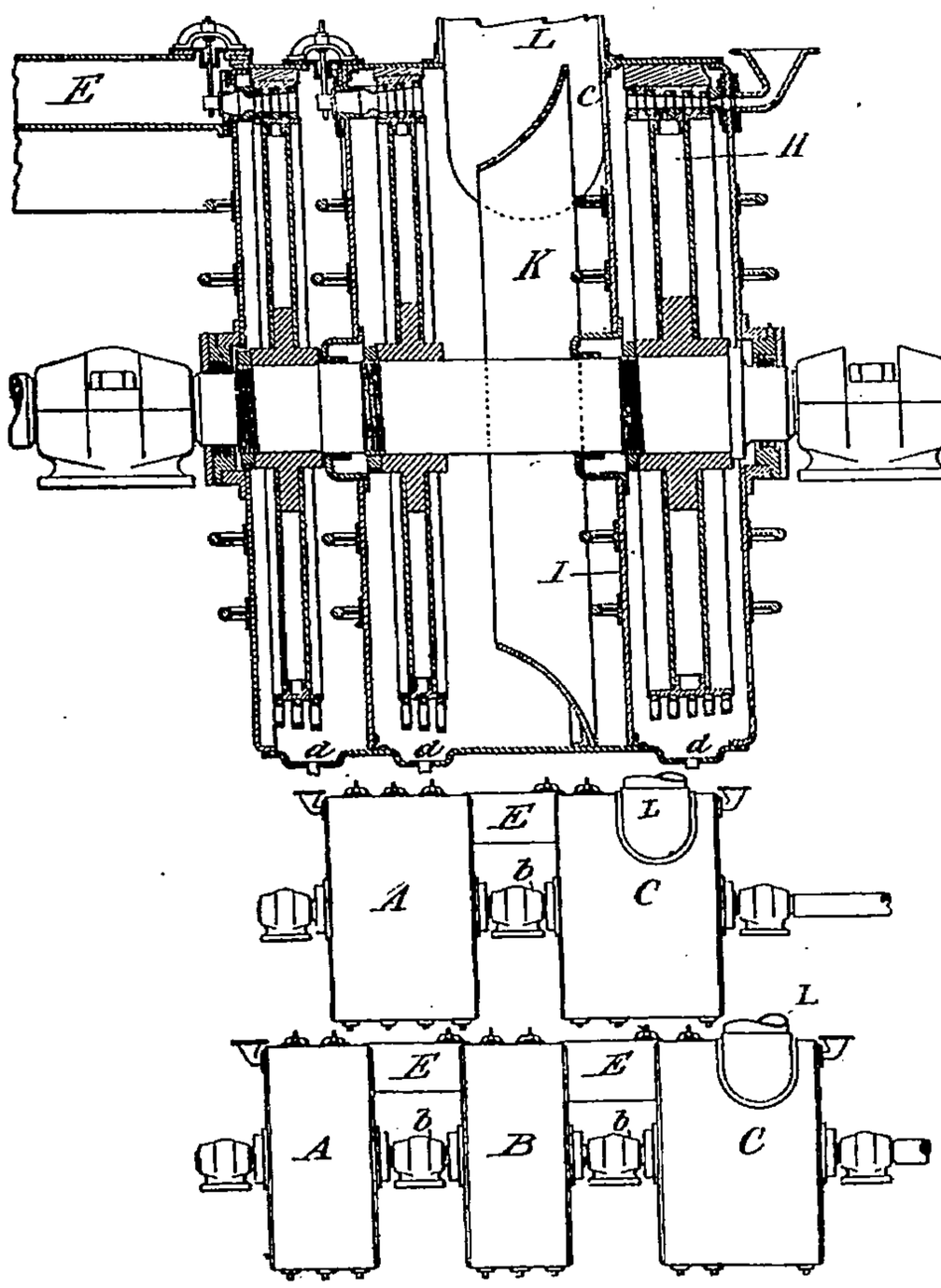


Fig. 9 à 11. — Turbines *Curtis* réversibles.

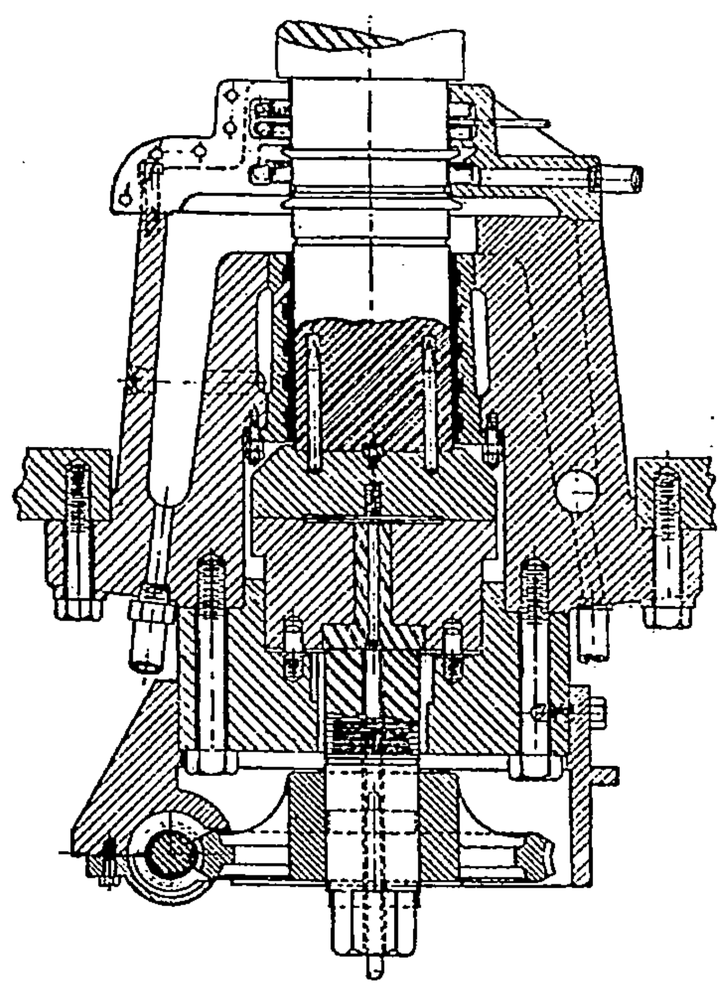


Fig. 12. — Turbine *Curtis*.
Détail de la crapaudine.

pression de l'huile est donnée par un accumulateur, avec toutes précautions prises pour qu'elle ne manque jamais, car la crapaudine grippe aussitôt ; ce grippage n'a pas, d'ailleurs, en général, de conséquences graves, il cesse dès que l'on rend l'huile sous pression. Dans les nouvelles turbines, on a placé sous la dernière roue, à 2 mm. 5 de distance, un frein que l'on peut appliquer immédiatement pour supporter la turbine et l'arrêter en cas d'accident à la crapaudine. Sans frein, une turbine de 5.000 kilowatts tourne encore pendant quatre ou cinq heures après la suppression de la vapeur[3].

1. *Brevet anglais*, 16213 de 1903.
2. *Revue de Mécanique*, janvier 1904, p. 91.
3. Mémoire présenté au meeting de Chicago. *Engineering News*, 9 juin, p. 553. Voir aussi la crapaudine des nouvelles turbines verticales *Westinghouse*. *Revue de Mécanique*, mai 1904, p. 489.

Le type de turbines *Curtis*[1] représenté par les fig. 13 à 15 se compose d'une série de roues multiples C C′ C², constituées chacune par une série d'aubes $a\,a'\,a^2$, tournant entre les directrices fixes correspondantes $b\,b'\,b^2$, et ces séries sont séparées par des chambres D D′, à cloisons d, dirigeant les filets de vapeur de la dernière couronne mobile a aux ajutages B′ de la série suivante. Les fuites des chambres de détente passent d'une série à l'autre par les canaux e et e'. L'échappement final se fait par E et l'admission à la première roue par des ajutages B.

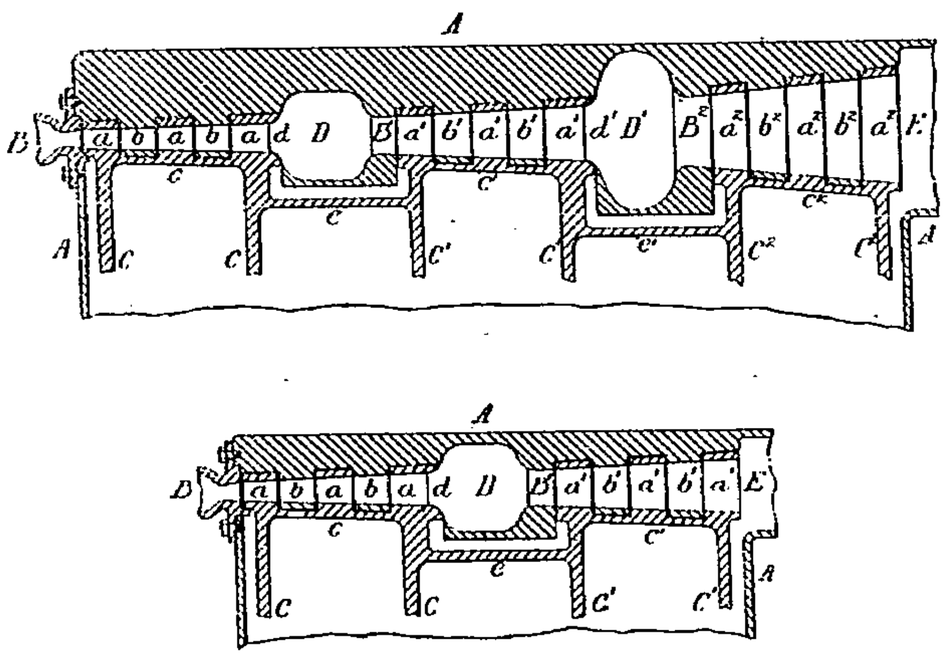


Fig. 13 et 14. — Turbine *Curtis* compound.

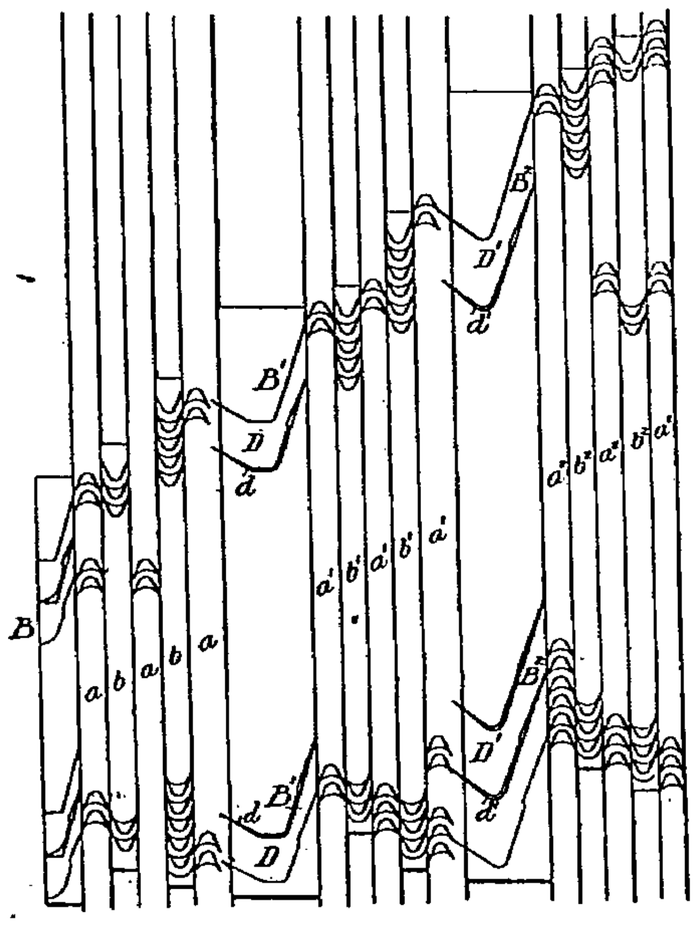


Fig. 15. — Turbine *Curtis* compound. Tracé des aubes.

La fig. 16[2] représente un mode particulier de fixation des aubes 5 des roues, cerclées par des anneaux rivés 10 et attachées à la roue 2 par des serrages 7.

Turbine de la Société G. m. b. H. de Berlin[3]. — Dans ce type de turbine, la vapeur peut être admise par l'une ou l'autre des prises $d'\,d^2\,d^3$ (fig. 17) et des ajutages $b'\,b^2\,b^3$, en nombre et inclinaison variables suivant la vitesse correspondante de la rotation de la

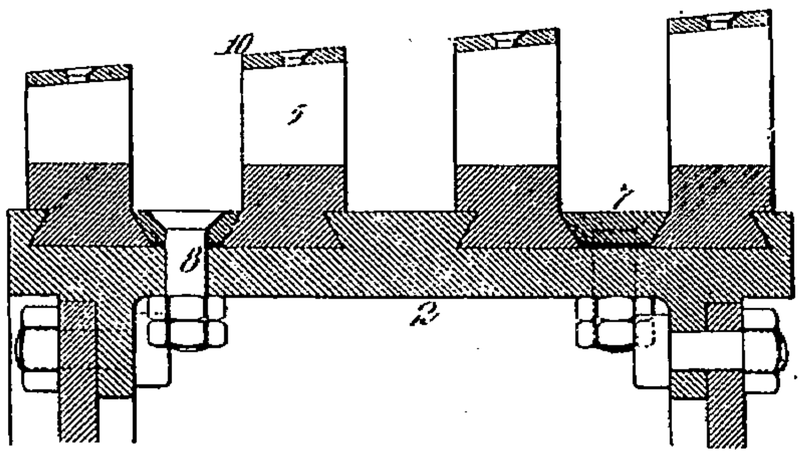


Fig. 16. — Turbine *Curtis* à aubes cerclées.

turbine, de manière à marcher en bon rendement à chacune de ces vitesses. C'est ainsi, qu'en fig. 17, où les vitesses d'admission de la vapeur, de 980 mètres par seconde, sont indiquées en W, les vitesses circonférentielles $V^2\,V^3\,V^4$ de la turbine sont respectivement de 350, 250 et 175 mètres, les vitesses relatives d'entrée c_2, c_3, c_4 de 675, 750 et 830 mètres, et les inclinaisons des ajutages de 24, 28 et 30°.

1. *Brevet anglais* 15876 de 1903. *Revue de Mécanique*, janvier 1904, p. 81.
2. *Brevet anglais* 15871 de 1903.
3. *Brevet anglais* 11218 de 1903.

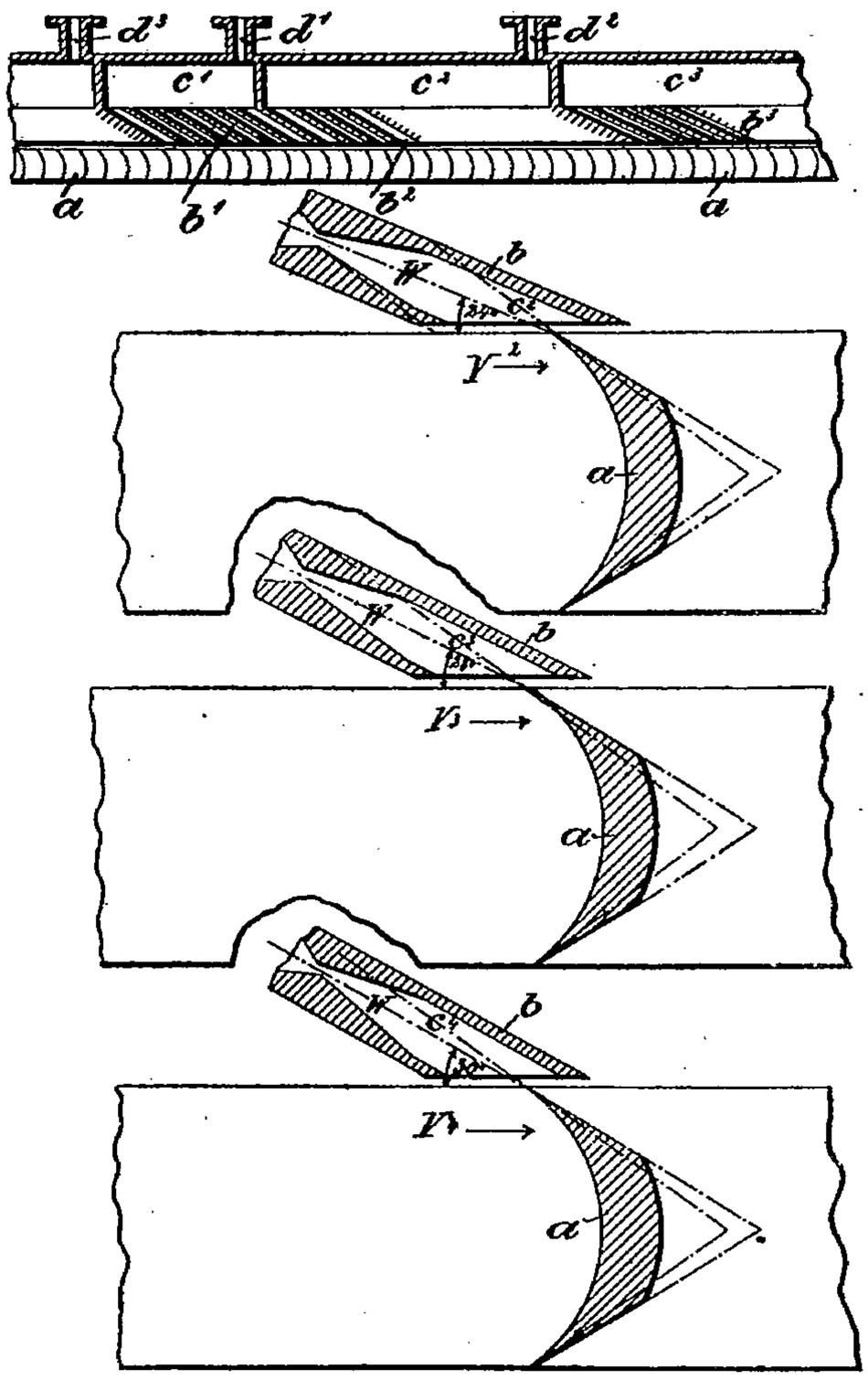


Fig. 17. — Turbine de la *Société de G. m. b. H. de Berlin.*

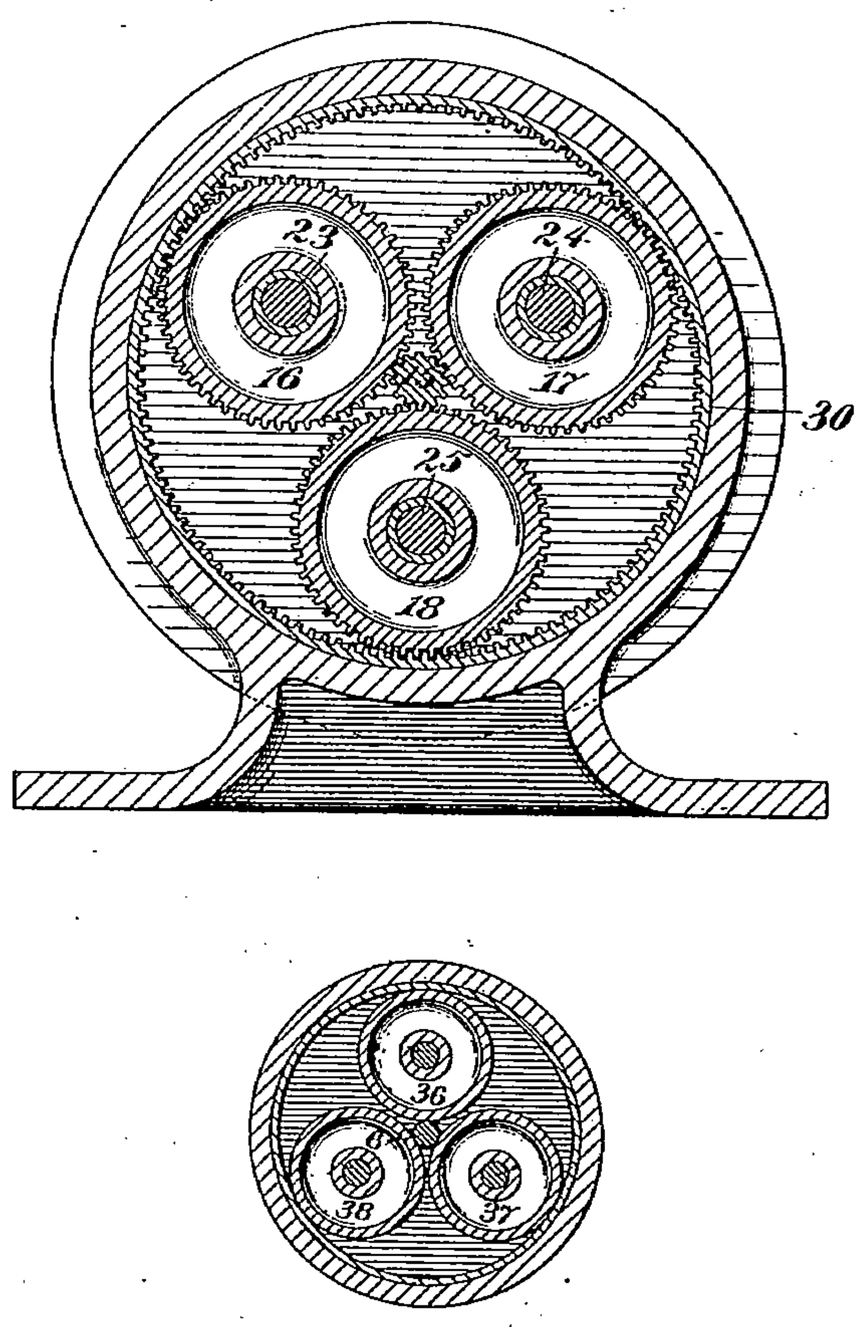


Fig. 19 et 20. — Turbine *Westinghouse.*

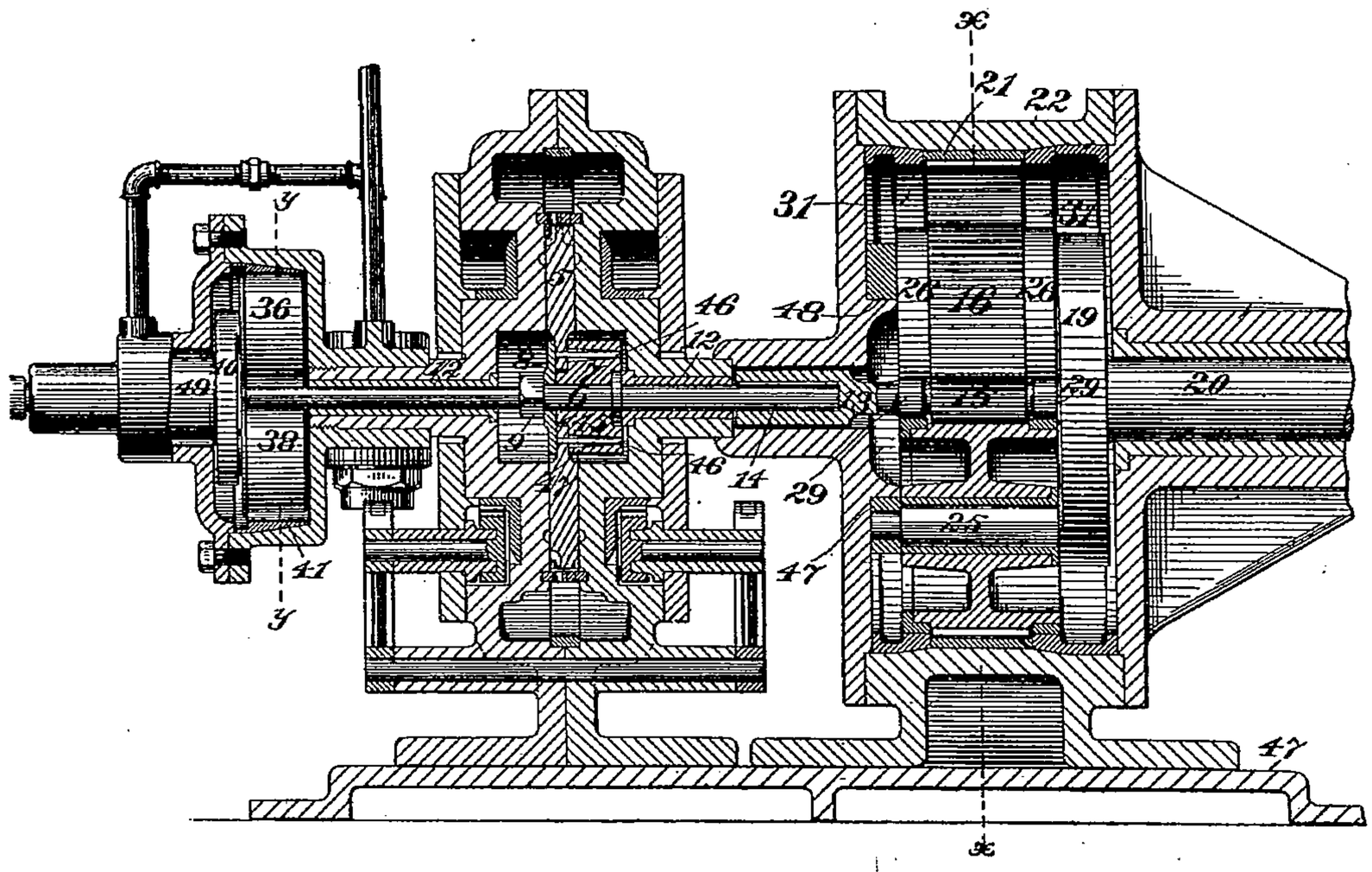


Fig. 18. — Turbine *Westinghouse.*

Turbine Westinghouse[1]. — Les fig. 18 à 20 représentent un mode de transmission ingénieux de l'arbre 14 de la turbine 5 à l'arbre 20. La turbine attaque son arbre, en 6, par des barreaux d'acier 46, pris dans 5, et qui peuvent jouer dans les trous coniques du moyeu 7, de sorte que leur élasticité permet à la roue 5 de flotter dans le jeu 45, réservé autour de son moyeu ; cette roue est serrée sur 7 par le plateau 8. Les portées 12 ne font que guider accessoirement l'arbre 12, supporté à son extrémité de gauche par les galets 36, 37 et 38, roulant sur le cône 41, et fous sur leurs axes fixés au plateau 40 du régulateur.

A son extrémité de droite, l'arbre 14 attaque, par rainure et languette, en 13, l'arbre du pignon 15, en prise avec le planétaire 16-17-18, qui roule sur la denture fixe 21 et dont les axes 23-24 entraînent à faible vitesse le plateau 19 de l'arbre 20. De chaque côté du pignon 15, se trouvent des portées 29, au diamètre de son cercle primitif, en prise de frottement avec ceux correspondants 26 des pignons 16, 17 et 18, lesquelles portent

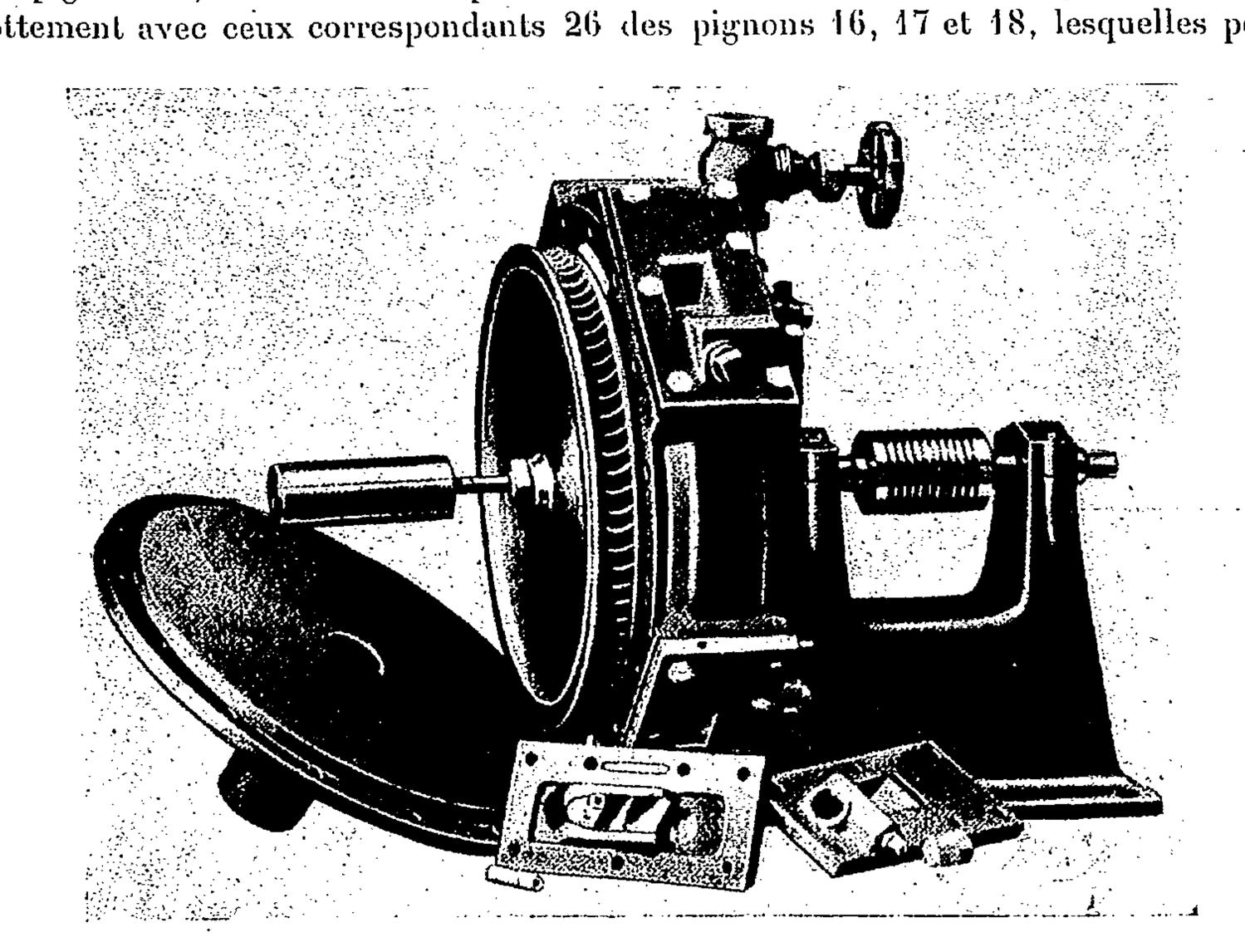


Fig. 21. — Turbine *Levin*.

sur les chemins de roulement 31, et les axes de ces pignons entraînent d'autre part l'anneau 47, qui les supporte sur la portée 48 de l'enveloppe 22, de sorte que l'ensemble de la transmission porte principalement sur des roulements très étendus.

Turbine Levin[2]. — Cette turbine est (fig. 21 à 25) du type à déviations multipliées de manière à permettre de diminuer la vitesse de rotation de la roue sans nuire à son rendement ; elle est basée sur le principe suivant.

On sait que le rendement E d'une turbine d'action est donné par la formule. $E = \mu . \frac{v_0^2 - v_1^2}{v_0^2}$, dans laquelle on désigne par v_0 et v_1 les vitesses initiale et finale de la vapeur à l'entrée et à la sortie de la turbine, et par μ un coefficient fonction du frottement de la vapeur sur les aubes de la turbine.

1. *Brevet américain*, 751588 de 1904.
2. *Power*, mai, p. 300.

Si l'on absorbe graduellement la vitesse v_0 en admettant la vapeur sur une roue relativement lente, d'où elle est renvoyée avec une vitesse réduite et retournée sur cette même roue avec des vitesses d'entrée v_2 v_4.... et de sortie v_3, v_5..... graduellement décroissantes, le rendement devient $E = \mu_1 \frac{v_0^2 - v_1^2}{v_0^2} + \mu^2 \frac{v_2^2 - v_3^2}{v_2^2} + \mu_3 \frac{v_4^2 - v_5^2}{v_4^2} + \ldots\ldots$

On voit que les rendements seraient les mêmes dans les deux cas sans l'intervention des frottements μ^2 μ^3... qui diminuent celui de la roue lente ; mais cette augmentation des frottements de la vapeur est en partie compensée par la diminution de celui du corps de la roue, qui tourne moins vite.

On voit, en fig 22, comment la vapeur admise en *n* sort radialement en *m*, après avoir épuisé sa vitesse sur une série d'aubes successives, pour s'échapper finalement en A.

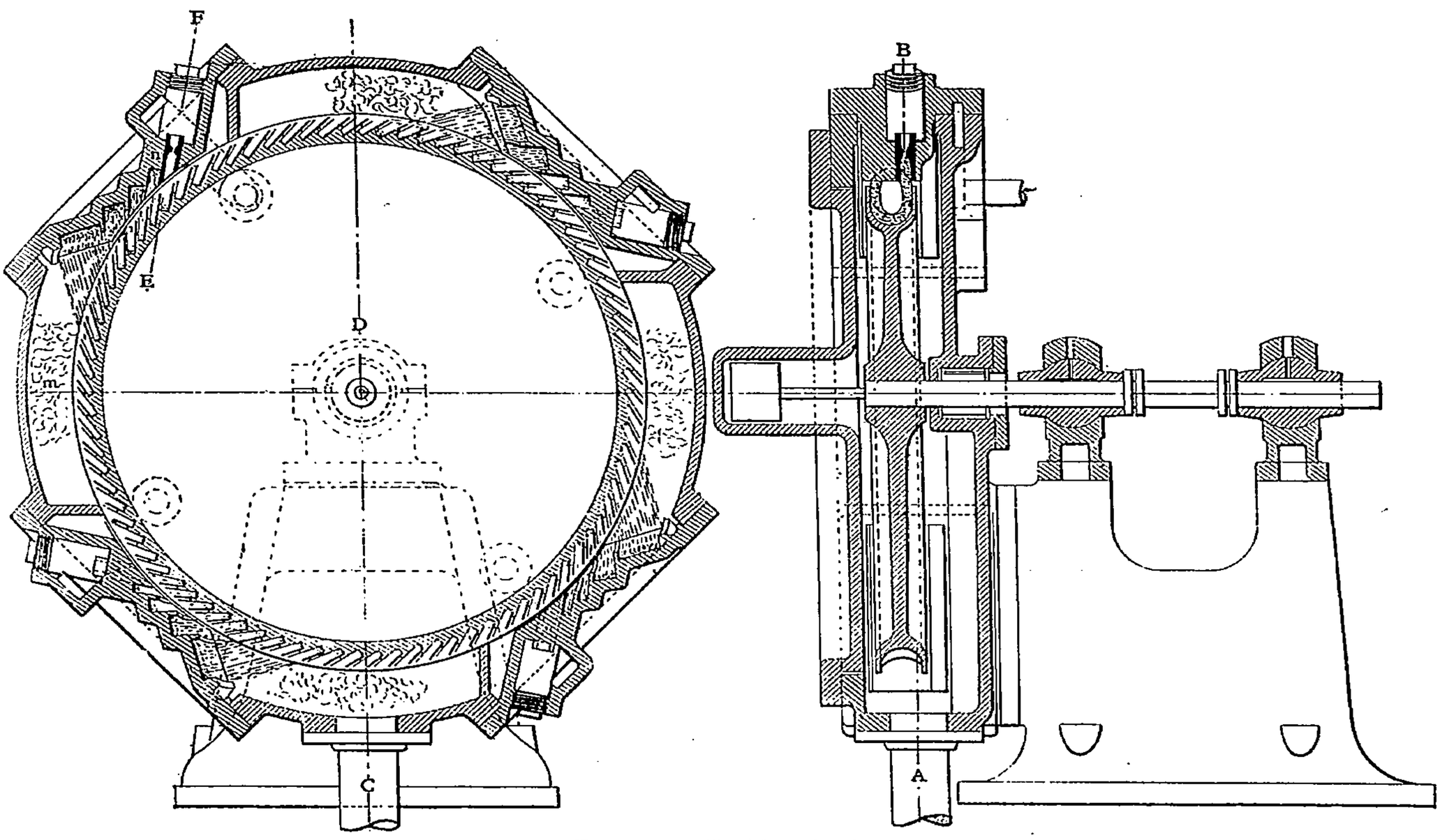


Fig. 22. — Turbine *Levin*.

Le diagramme fig. 25 donne les vitesses successives 1.2.3.4.5 .. à l'entrée et aux différents retours sur les aubes, dans l'hypothèse que la vitesse périphérique de la roue est égale au dixième de la vitesse d'admission de la vapeur à l'entrée.

Comme le courant de vapeur est guidé sur toute la longueur des courbes des aubes directrices et réceptrices, la force centrifuge le comprime contre ces parois, de sorte qu'il faut parer aux détentes qui se produisent dans les parties droites, comme en *tt* (fig. 24), ce qui se fait en y coupant et élargissant ces parois, comme on en voit en fig. 23. On évite ainsi des tourbillons nuisibles au rendement parce qu'ils augmentent les frottements de la vapeur.

L'arbre est porté par des paliers sphériques et il porte, à gauche, un contrepoids qui en limite les battements. La turbine fait normalement 6.500 tours par minute, et les vibrations de l'arbre cessent à partir de 5.000 tours.

Turbine Davey [1]. — Cette turbine, du type parallèle a (fig. 26) ses éléments consti-

1. Brevet anglais 26226 de 1903.

tués par des séries d'anneaux fixés alternativement sur la roue B et sur l'enveloppe E ; chacun de ces anneaux est constitué par deux couronnes : une d'aubes I, l'autre d'ajutages K, séparés par un espace J, formant réservoir. La vapeur admise par G et les aju-

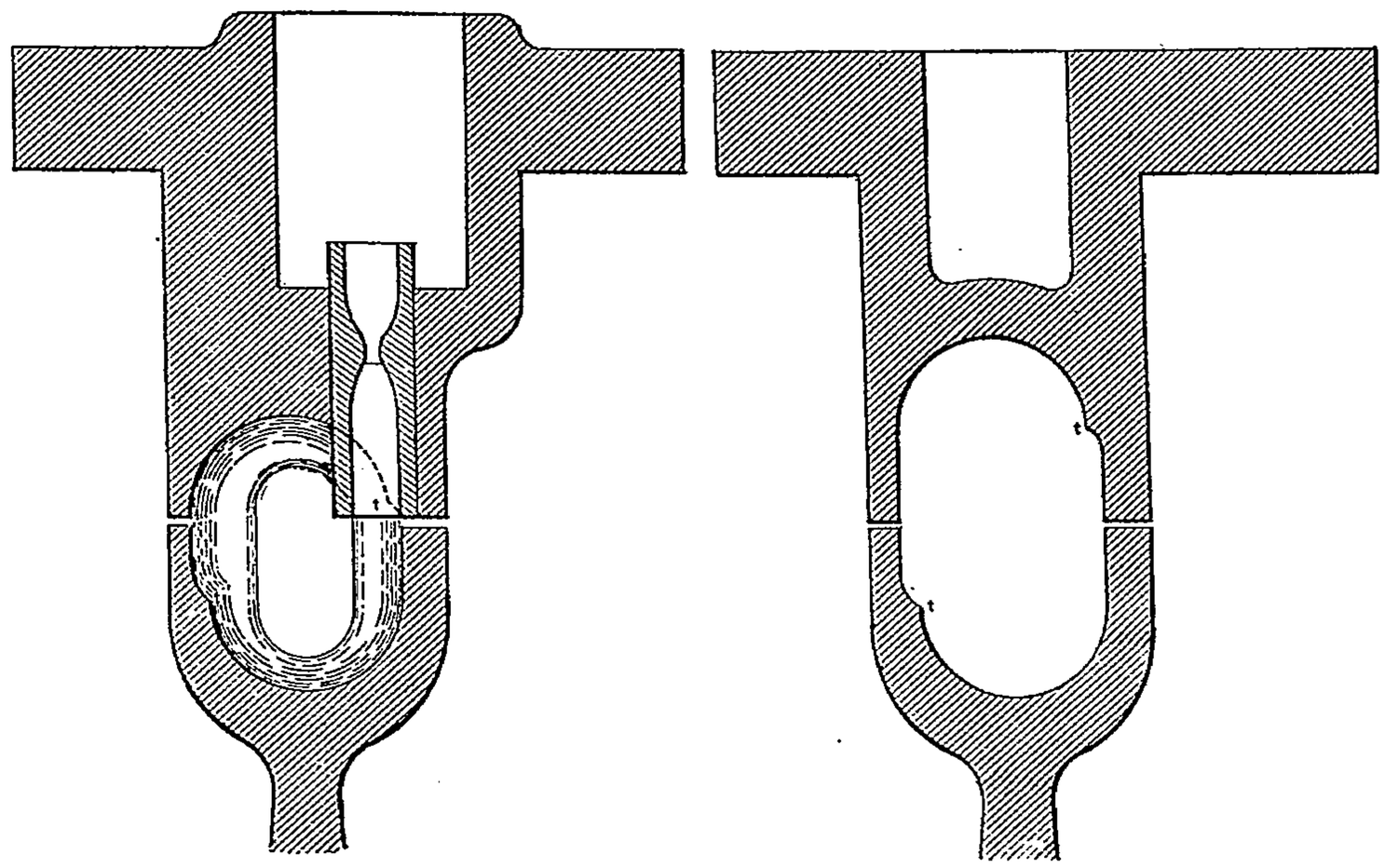


Fig. 23 et 24. — Turbine *Levin*.
Coupes BB et AA (fig. 22).

tages H traverse successivement tous ces éléments et s'évacue en M. Les anneaux mobiles sont calés sur le tambour B par trois barres de cuivre P Q et R.

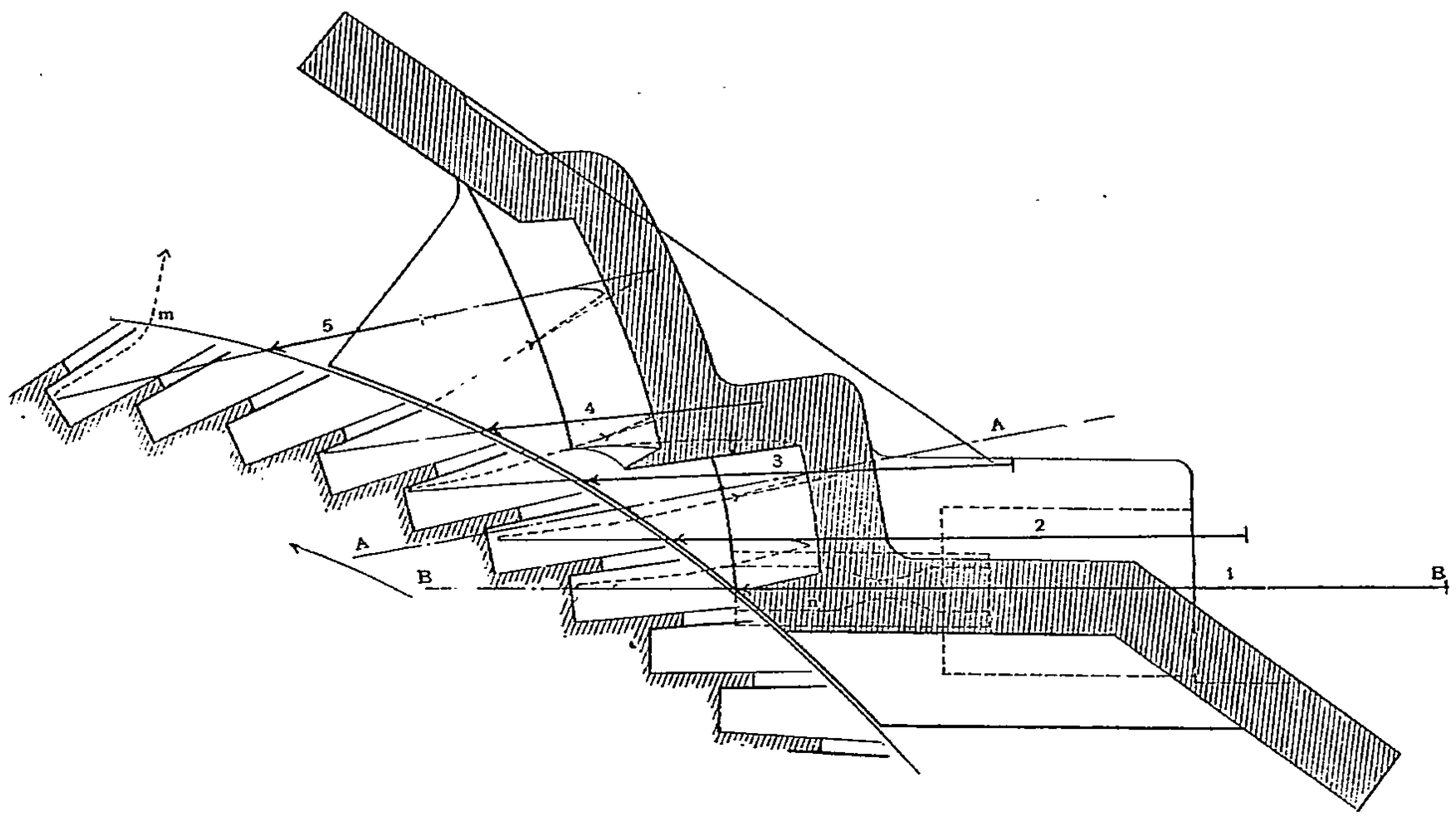


Fig. 25. — Turbine *Levin*. Diagramme des vitesses.

Turbine Lindmark, Stockholm[1]. — Cette turbine est du type centrifuge compound

1. Brevet américain 751316 de 1904.

équilibré. Les roues I, II, III, sont (fig. 28) traversées successivement, de G en H, par

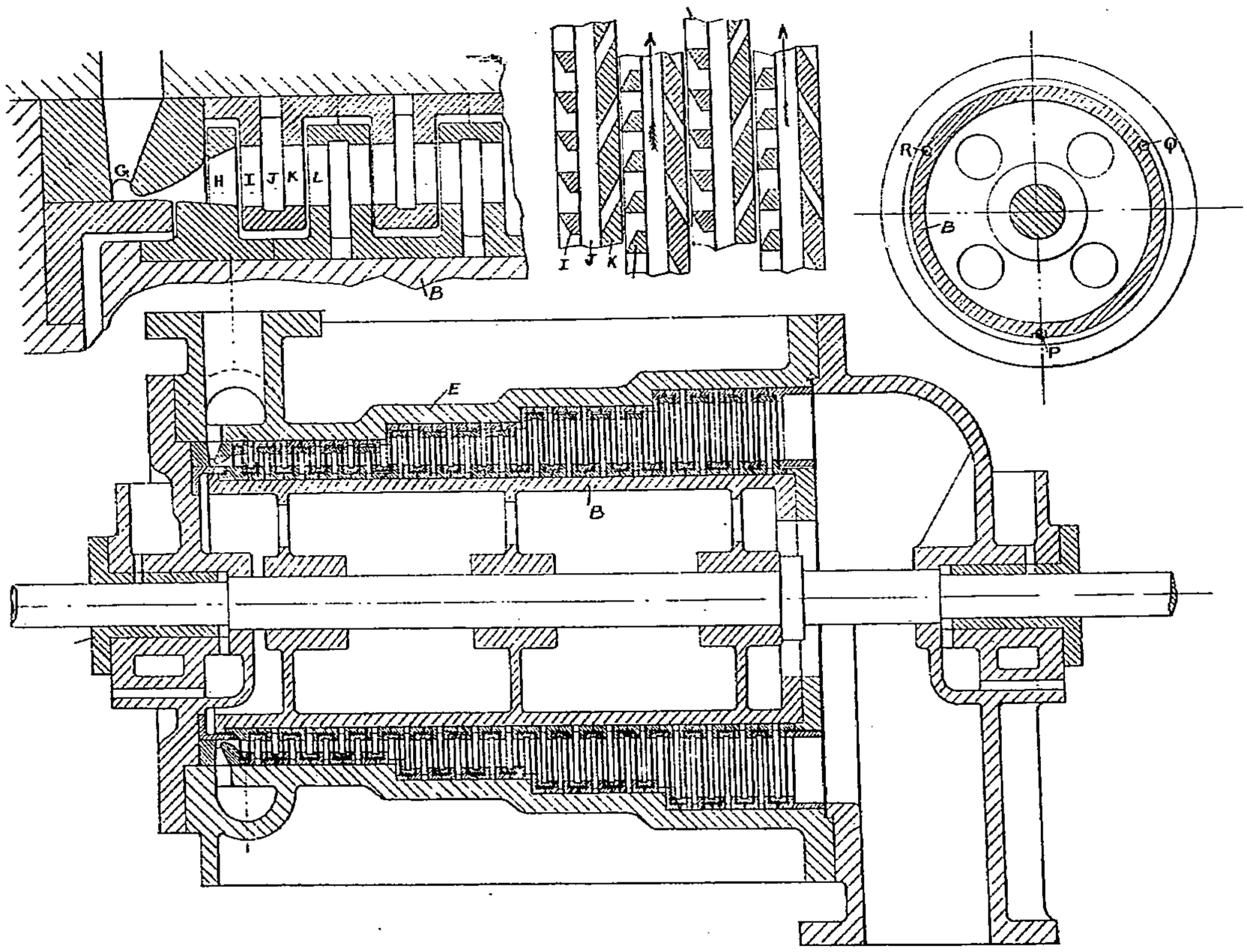


Fig. 26 et 27. — Turbine *Davey*.

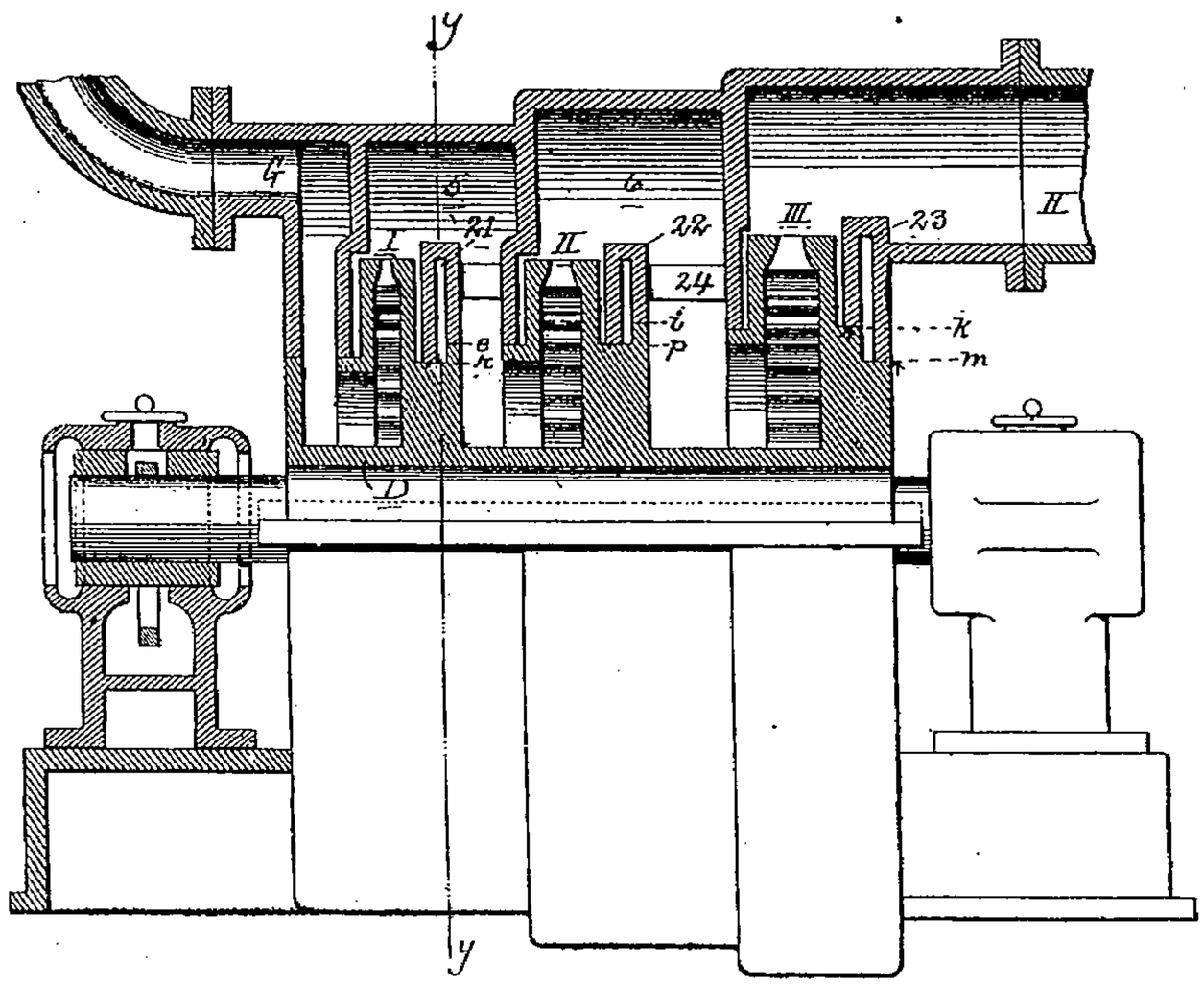


Fig. 28. — Turbine *Lindmark*.

la vapeur, avec chambres intermédiaires 5, 6... et aubages graduellement croissants sui-

vant la détente de la vapeur. L'équilibre longitudinal des poussées de la vapeur sur l'axe D est réalisé par des chambres 21, 22 et 23, communiquant entre elles par un canal 25 (fig. 30) et remplies par la vapeur des fuites aux moyeux des roues. La pression de cette vapeur s'exerce vers la gauche sur l'anneau *km* (fig. 28) du moyeu de la roue III et de gauche à droite sur celles *ip* et *ek* des moyeux de II et de I, de sorte que ces pressions s'équilibrent sur D.

Turbine Hedlund, Stockholm [1]. — Les roues de cette turbine sont (fig. 31) alternativement centripètes I, III, V... et centrifuges II, IV, VI... et traversées successivement par la

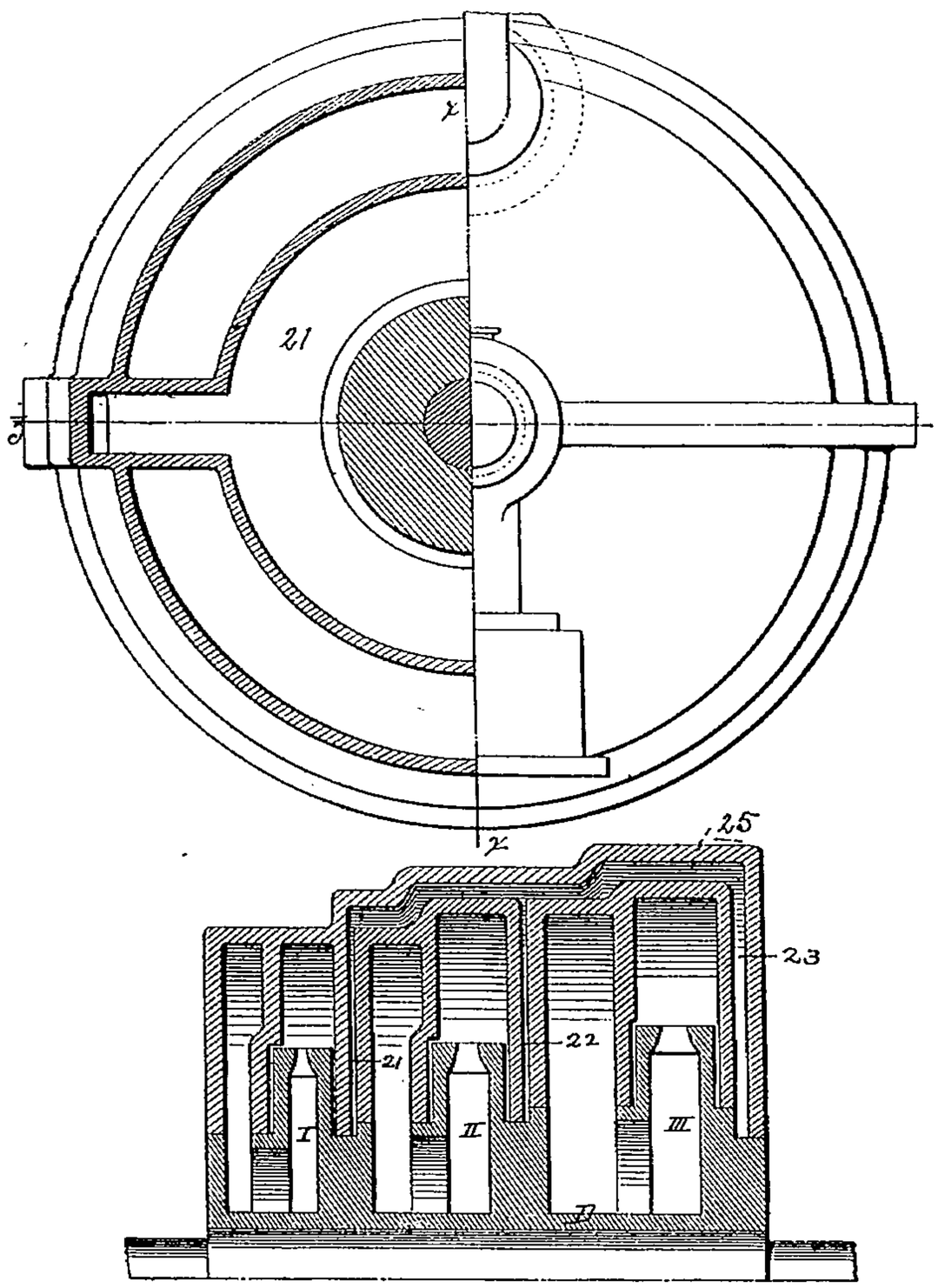


Fig. 29 et 30. — Turbine *Lindmark*.
Coupe *y* (fig. 28) et *z-z*.

vapeur, de 11 à 28, suivant les flèches, et par les ajutages alternativement convergents et divergents des chambres 15 et 20, la vapeur agissant ainsi par impulsion sur les roues impaires et par réaction sur les autres.

Turbine Zoelly [2]. — La turbine Zoelly est du type à impulsion multiple multicellulaire à roue Pelton, genre Rateau. Le type représenté par la fig. 32 est compound, la vapeur traversant, suivant les flèches, d'abord la turbine de haute pression puis celle de

1. Brevet américain 754447 de 1904.
2. *Revue de Mécanique*, avril 1903, p. 397, et février 1904, p. 158. *V. Deutscher Ingenieure*, 14 mai 1904, p. 693. *Engineering* et *The Engineer*, 3 juin 1904, p. 770 et 555.

basse pression. Chacune de ces turbines est composée de cinq roues séparées par autant de

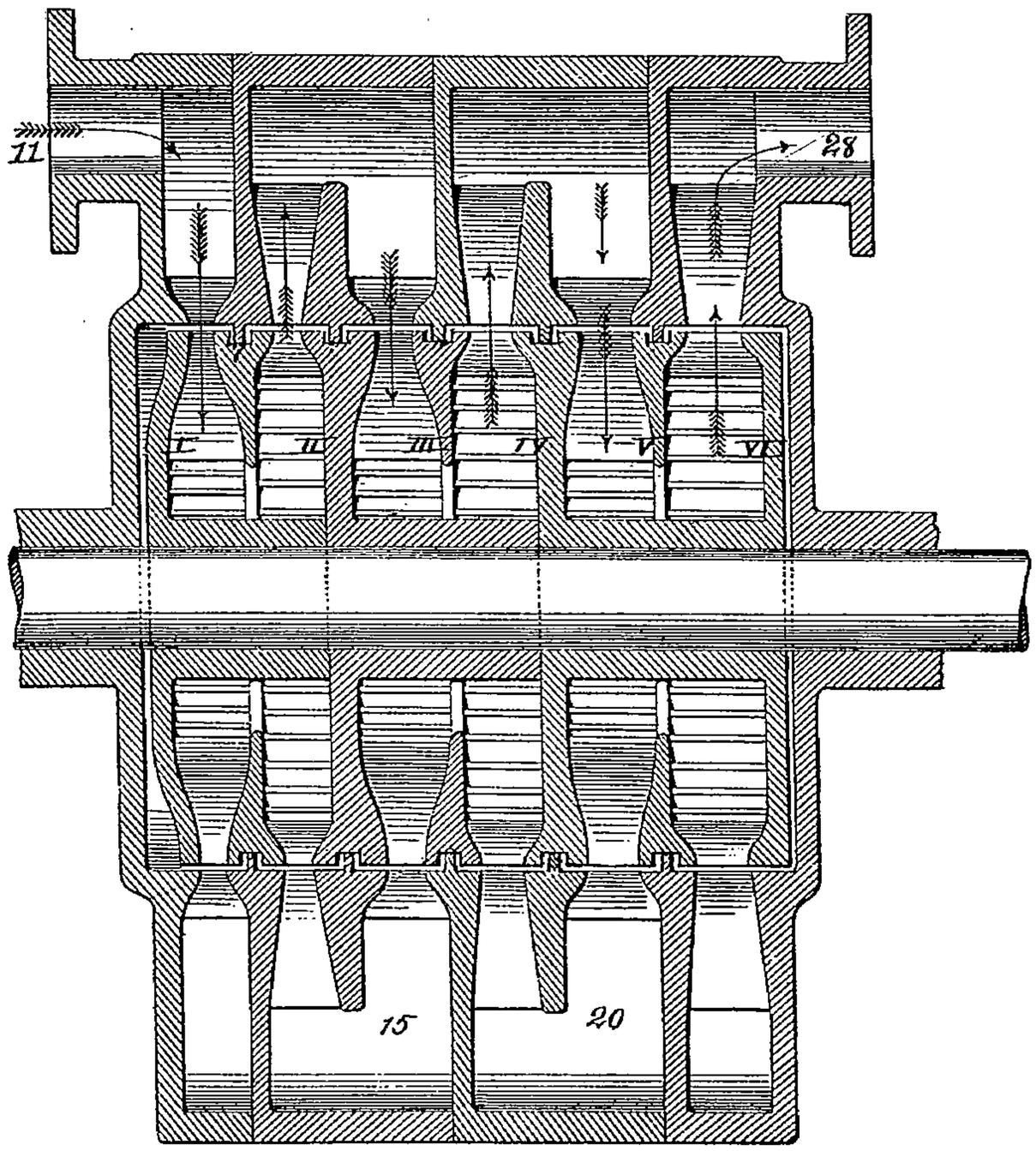


Fig. 31. — Turbine *Hedlund*.

diaphragmes, avec aubes directrices dans lesquelles la vapeur se détend successivement

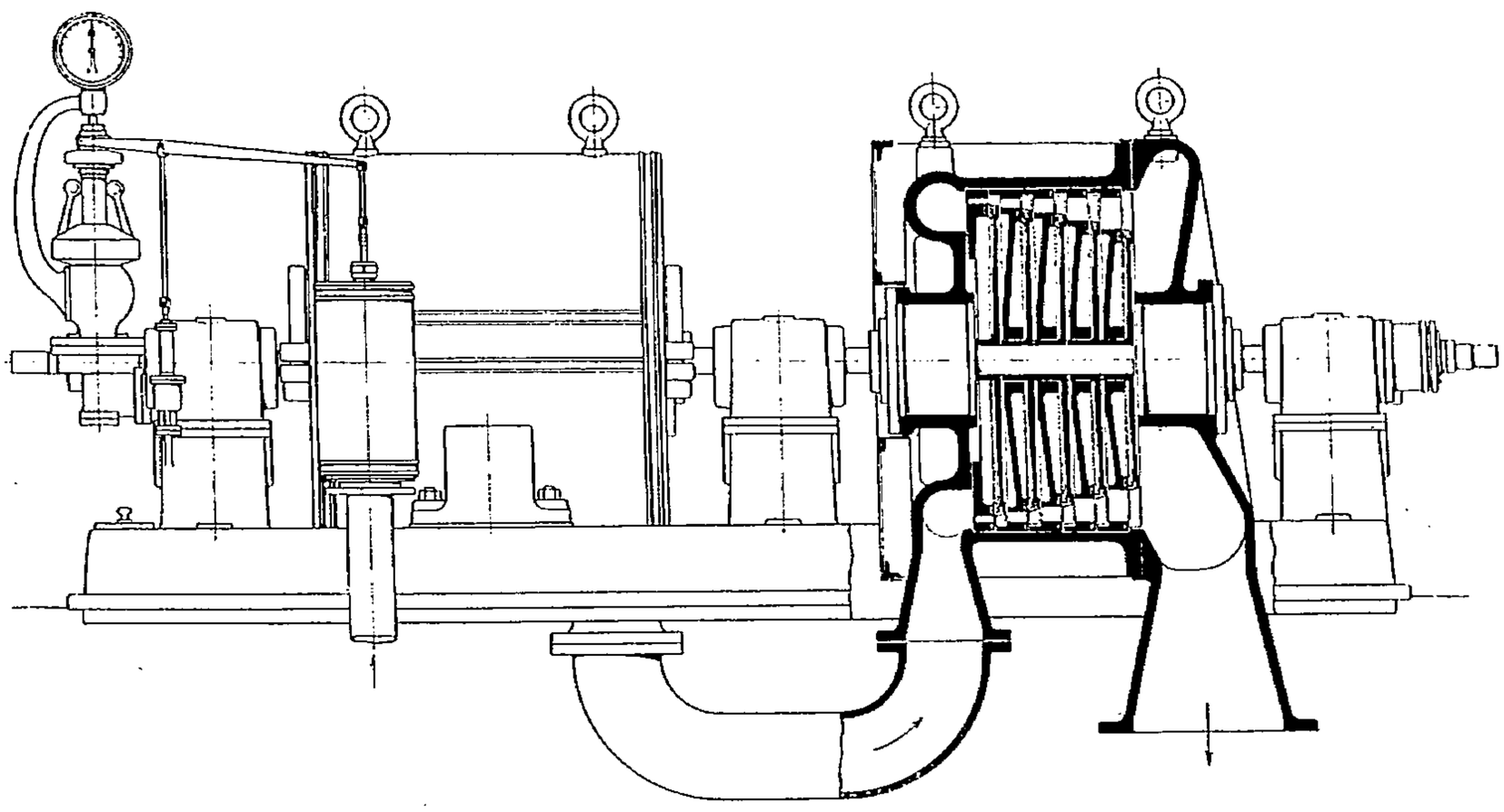


Fig. 32. — Turbine compound *Zoelly*.

au passage d'une roue à l'autre. Les turbines sont fixées au bâti par leur centre, de

manière à ne point souffrir des dilalations et déformations de ce bâti. Le graissage se fait par une circulation d'huile forcée par une petite pompe rotative à laquelle elle revient après filtrage et refroidissement. Dans les turbines rapides, l'arbre est élastique ; dans celles à petites vitesses, il est rigide, et la vitesse normale est au-dessous du point critique[1].

Les roues sont (fig. 33) en acier d'une seule pièce, avec aubes rapportées (fig. 34) serrées en *gh*, dans la gorge de la jante, par un anneau vissé *s*, et séparées par des tasseaux *gh*. La section de ces aubes en acier nickel diminue du centre à la circonférence de manière à y réduire au minimum la fatigue par la force cenfrifuge.

Les diaphragmes sont (fig. 35) en acier coulé, avec jante *hk* enveloppant, en *k*, les roues motrices et s'appuyant les unes sur les autres, de manière que la poussée longitudinale résultant de l'inégalité des pressions aux entrées et sorties des directrices se reporte

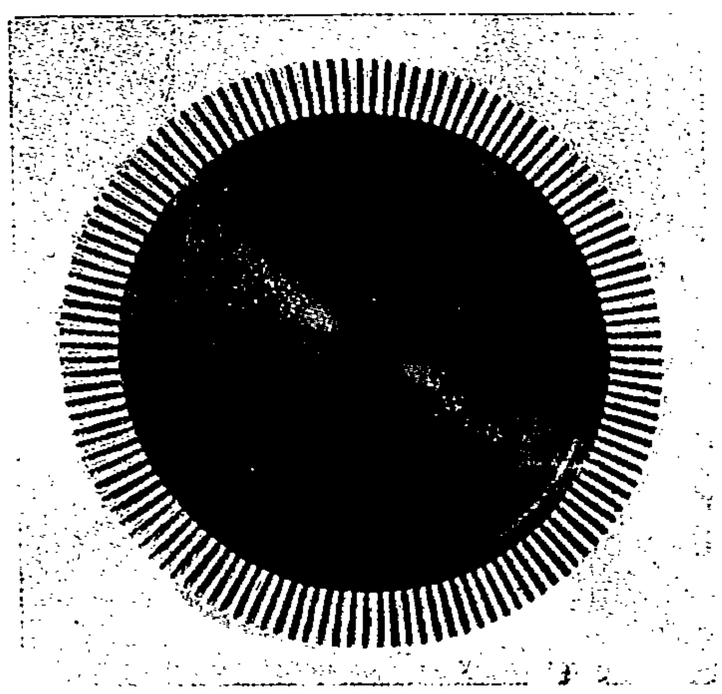


Fig. 33. — Roue *Zoelly*.

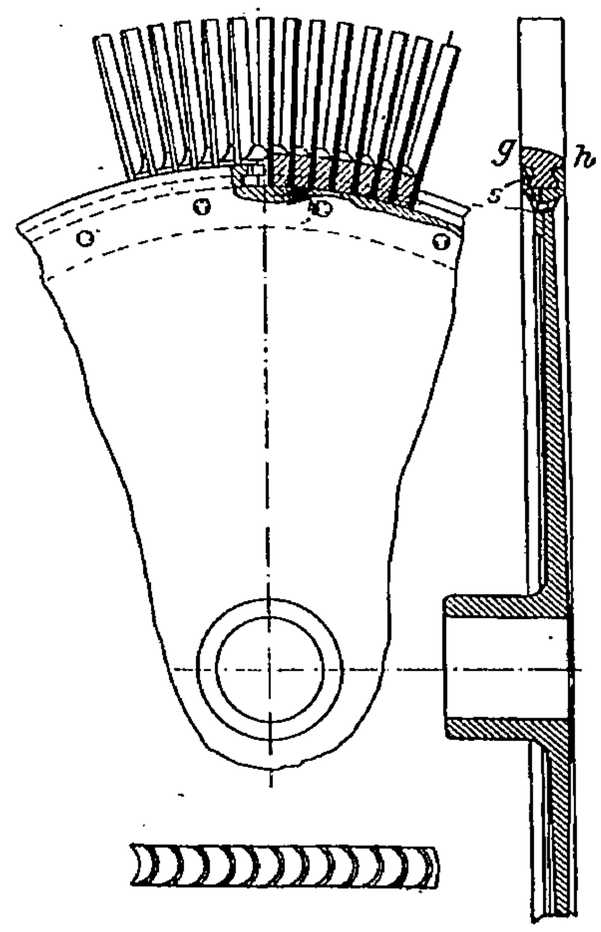


Fig. 34. — Roue *Zoelly*.

sur l'enveloppe de la turbine. Les fuites aux passages de l'arbre dans les diaphragmes sont atténuées par des gorges *r*. Les aubes directrices *m*, en forme de T, sont assujetties dans les fentes *l* de la jante et de *h* par des anneaux fixés par des vis o' et o^2. Les diaphragmes sont, comme l'enveloppe de la turbine, divisés, par un plan diamétral horizontal, en deux parties superposées à joint dressé étanche. L'arbre traverse l'enveloppe par des garnitures annulaires.

Le réglage de la turbine se fait à la vapeur d'admission par l'action d'un régulateur à force centrifuge sur un relais *m* (fig. 36) en relation, par *a* et *b*, avec l'admission et la sortie d'une réserve d'huile sous pression entretenue par une pompe rotative, et qui la distribue, en servo-moteur, par *n*, au cylindre *g* du piston *h*, qui commande la valve *k* de prise de vapeur. Le levier *n*, qui commande *m*, envoie, par *mf* ou *e*, l'huile sous pression au-dessous et au-dessus de *h*, puis ramène *m* à sa position de fermeture, par la réaction de *n*, dès que *k* s'est déplacé d'une quantité proportionnelle au déplacement primitif de *m*. La dépense de vapeur est, comme l'indique le diagramme fig. 11, sensiblement constante, par cheval effectif, entre des limites très étendues (150 et 400 kilowats dans le cas du diagramme), ce qui montre l'excellence de ce réglage. La turbine est, en plus, pour-

1. *Revue de Mécanique*, décembre 1903, p. 565.

vue d'un régulateur de sûreté, qui intervient dès que la vitesse vient accidentellement à s'accélérer de 10 p. 100.

MM. Stodola et Wagner ont exécuté des essais sur une turbine Zoelly, construite par

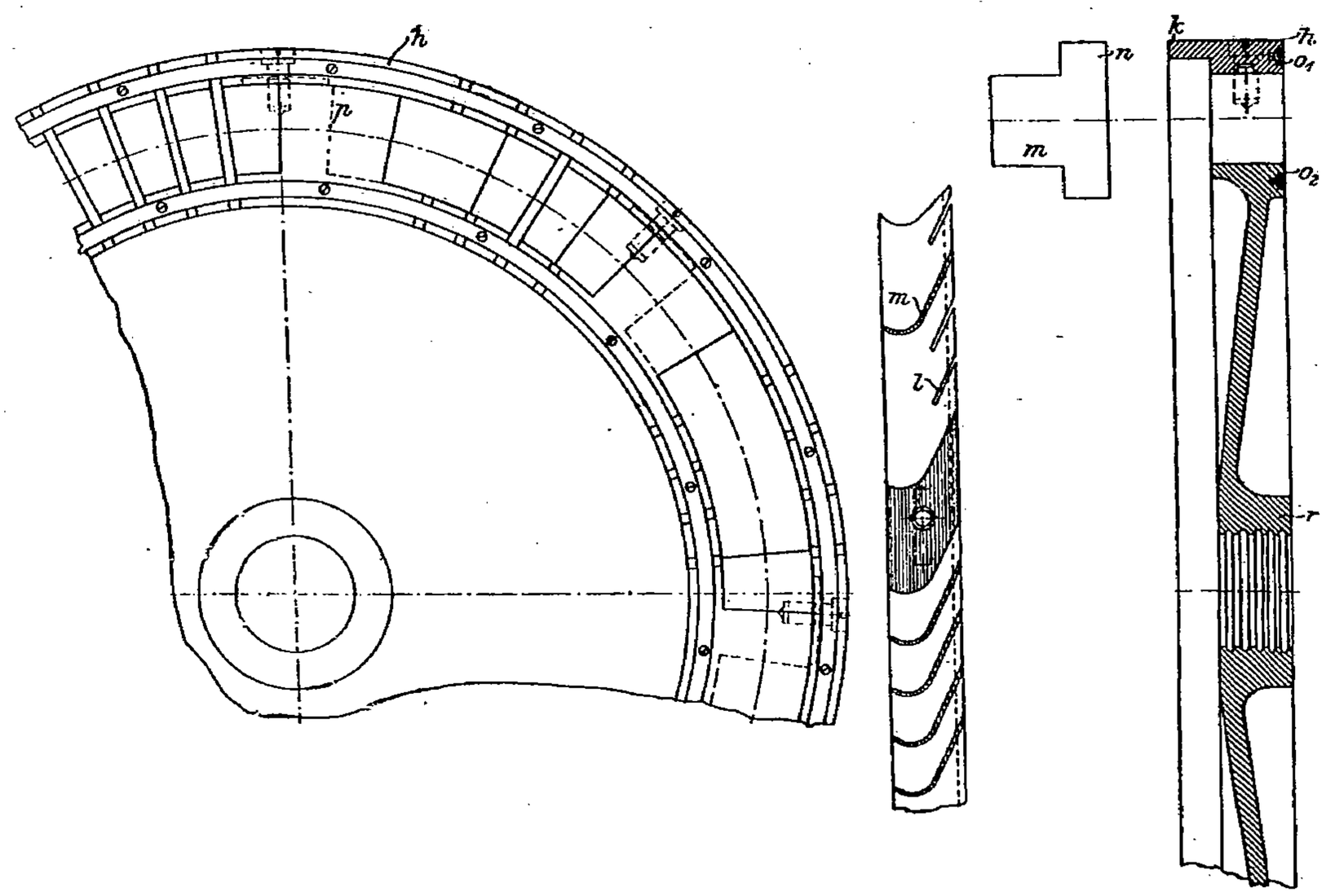


Fig. 35. — Diaphragme de la turbine *Zoelly*.

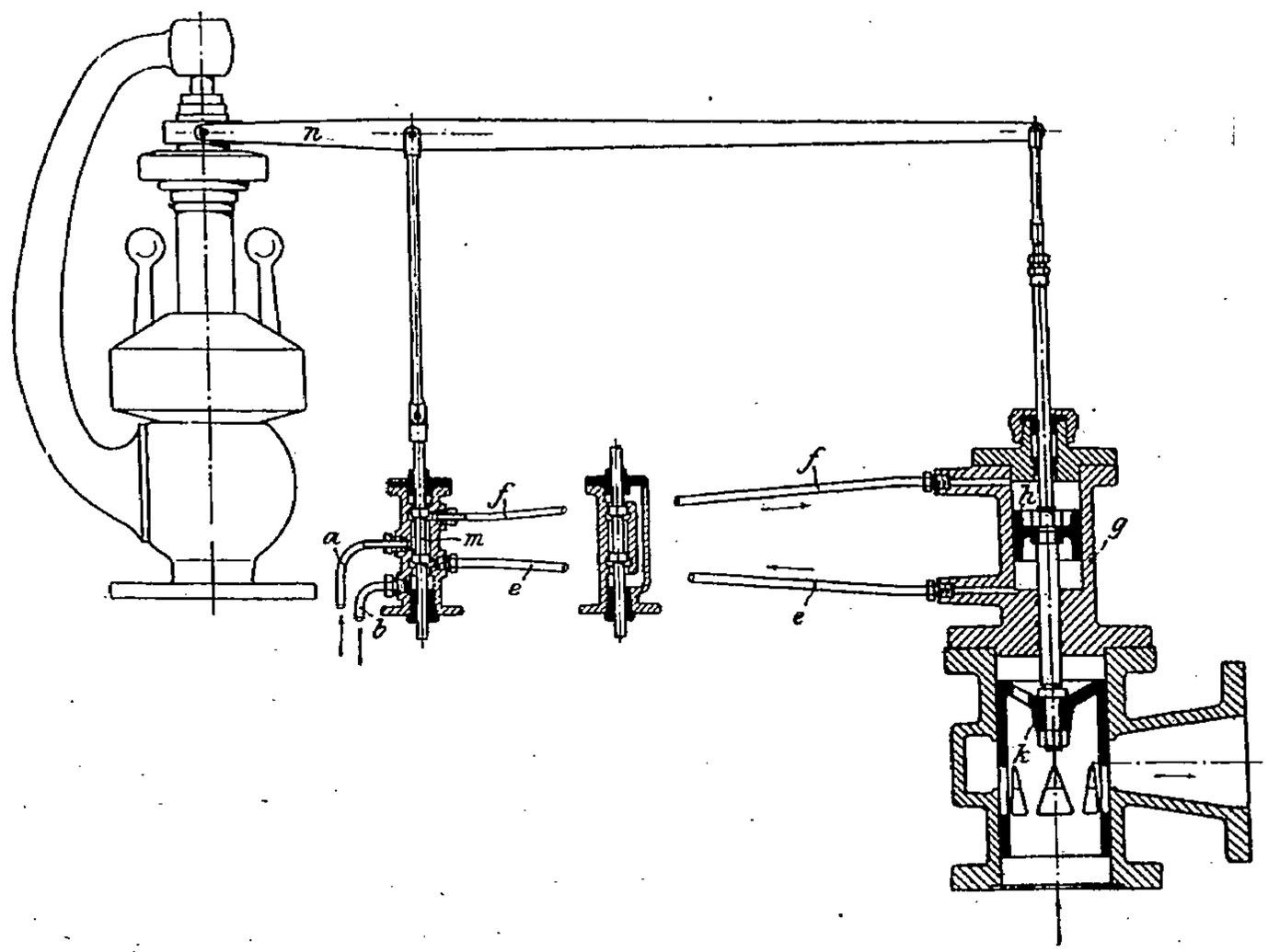


Fig. 36. — Réglage *Zoelly*.

Escher Wyss, de Zurich, à 10 roues et de 500 chevaux au frein, à 30.000 tours, avec une pression de 10 atmosphères, condenseur à surface et pompe à air commandée par un

autre moteur. Ces essais, avec vapeur saturée et surchauffée, sont résumés au tableau ci-joint et figurés au diagramme fig. 37. La dépense minima de vapeur a été de 8 kg. 54 par kilowatt-heure (5 kg. 9 par cheval effectif) avec de la vapeur surchauffée de 68°

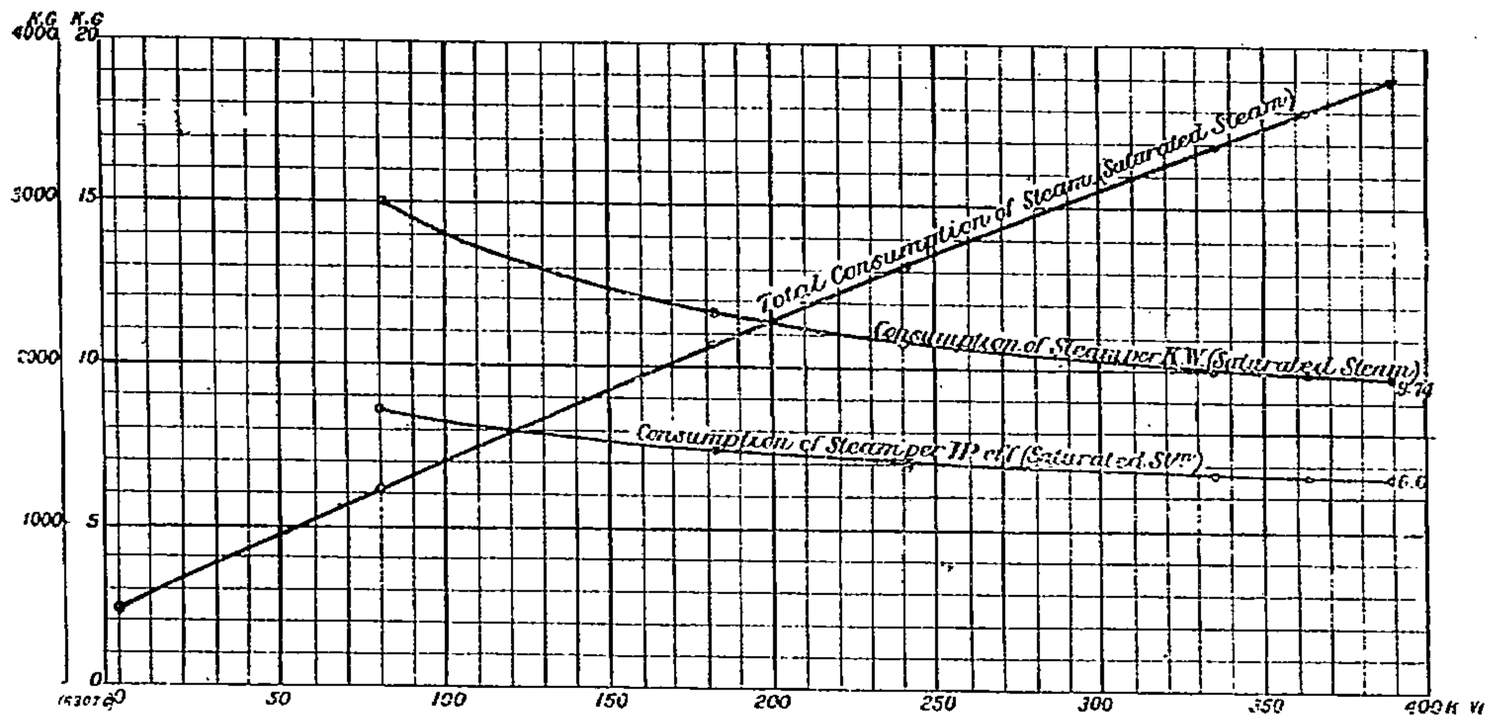


Fig. 37. — Essai d'une turbine *Zoelly* de 500 chevaux.

(puissance effective 390 chevaux, vitesse 2.973 tours). Ces expériences montrent que, dans ce cas de consommation minima de vapeur, la dépense a diminué de 1/5 p. 100 environ par chaque degré de surchauffe.

		Vapeur saturée								Vapeur surchauffée		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Puissance totale effective..	363kw 78	388,47	335,31	240,78	182,85	80,62	» »	» »	392,50	390,41	391,20
2	Tours par minute.....	2967	2967	2977	2983	2981	2995	2995	3000	2972	2973	2968
3	Pression.....	11atm16	11,16	10,90	11,01	10,97	11,04	11,03	11,19	12,81	13,13	11,26
4	Température.....	187°2	187,6	184,7	185,3	185,1	181,9	184.9	185,7	247,1	258,5	226,6
5	Température de la vapeur saturée corespondante...	183°7	183,7	182,6	183,1	182,9	183,2	183,2	183,8	189,95	191,02	181,1
6	Surchauffe de la vapeur...	3°5	3,9	2,1	2,2	2,2	1,7	1,8	1,9	57,2	67,5	42,5
7	Pression.....	10atm1 (?)	10,11	9,03	6,92	5,47	3,07	1,22	0,747	9,72	9,72	9,80
8	Température.....	179,9	180,0	165,1	164,9	156,6	136,0	108,8	102,9	216,5	219,0	216,5
9	Température de la vapeur saturée.....	178,9	179,4	174.5	163,6	154,4	133,6	101,7	91,2	176,6	177,6	178,0
10	Surchauffe.....	1,0	0,6	0,6	1,3	2,2	2,4	4,1	11,7	38,9	41,4	38,5
11	Pression.... Échappement	0,0715	0,0721	0,0679	0,0657	0,0661	0,0521	0,051	0,0514	0,0663	0,0664	0,0692
12	Température Échappement	39,1	39,9	38,9	37,1	36,6	32,7	32.2	42,1	38,0	38,8	38,0
13	Pression au condenseur....	(?)	0,046	0,0471	0,051	0,053	0,044	0,044	0,046	0,040	0,042	0,042
14	Température.....	22,5 23,9	22,4 23,9	22,2 24,8	22,8 26,2	24,1 26,8	» » 23,6	16,5 26,2	16.5 27,1	20,2 22,4	20,5 22,4	20,4 23,7
15	Pression barométrique....	736mm	731	730	730	730	733	730	731	715	715	715
16	Vapeur par kilowatt-heure effectif.....	9k874	9,742	10,070	10,916	11,657	15,00	» »	» »	8,633	8,539	8,98
17	Vapeur par cheval-heure effectif.....	6k35	6k35	6,37	6,80	7	8,17	» »	» »	» »	5,80	» »

LITTÉRATURE DES PÉRIODIQUES ET BREVETS

HYDRAULIQUE

Pompes de la station de Park ave, Chicago (*Engineering News, 26 mai, 485*). Cette station

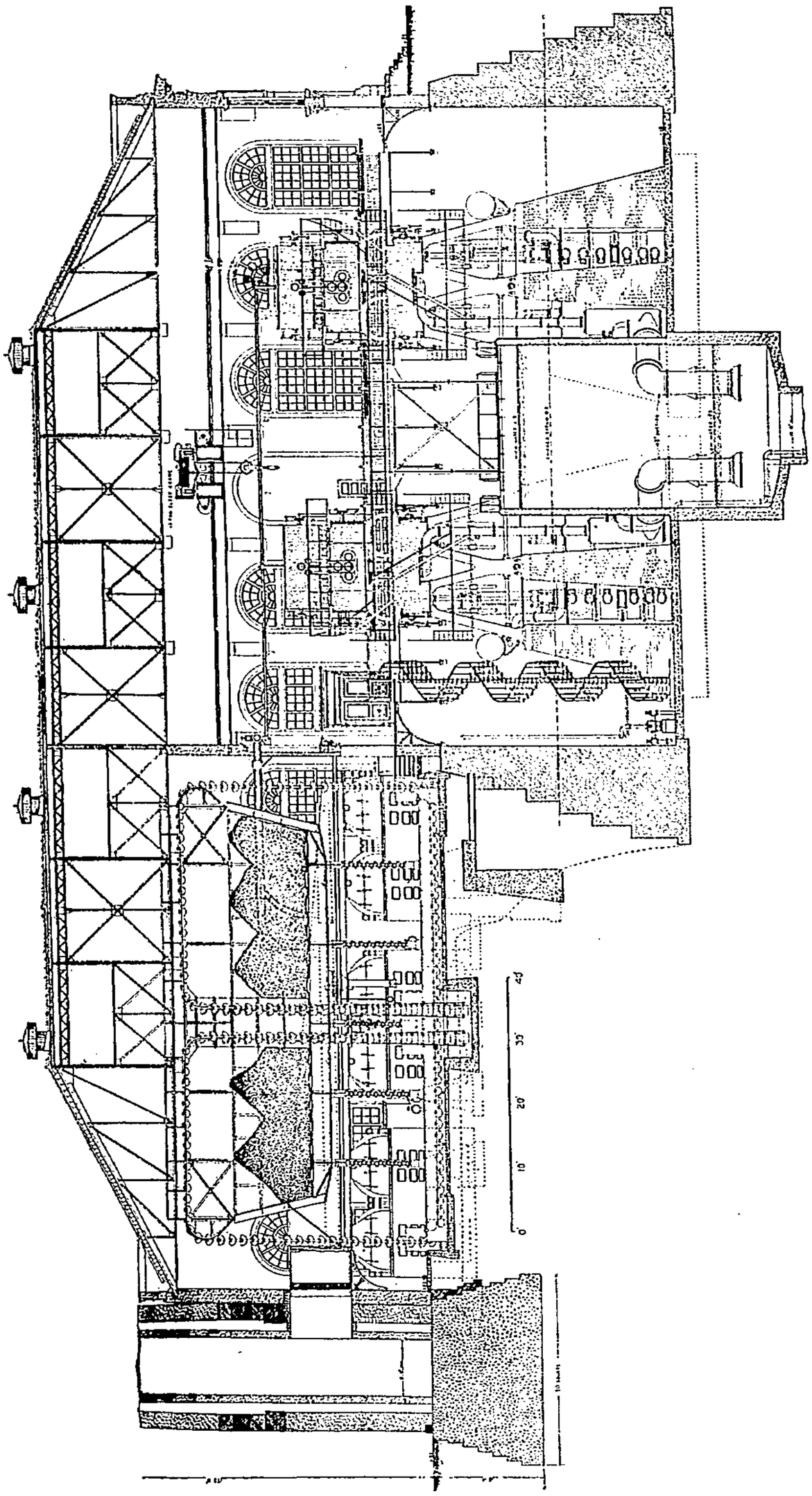


Fig. 1. — Pompes de la Station de Park ave, Chicago.

reçoit son eau (fig. 1) d'un puits de 3 mètres de diamètre en communication, par un tunnel, avec

le lac Michigan, et terminé par un prolongement élargi formant réservoir, dans lequel plongent les trois conduites d'aspiration, de 1 m. 07 de diamètre, des trois machines de cette station, disposées en triangle autour du puits. Ces machines refoulent leur eau directement, par des tuyaux de 915 millimètres, dans la canalisation générale de la ville, alimentée par 32 machines, sans réservoirs régulateurs d'aucune sorte. La vapeur est fournie par 6 chaudières de 225 chevaux chacune, du type tubulaire marin à retour de flammes, avec chacune deux foyers ondulés Morrison de 1 mètre de diamètre, et 140 tubes de 63 millimètres de diamètre; diamètre des corps cylindriques 3 mètres, longueur 3 m. 60. Foyers avec grilles à eau et tirage descendant Hawley, qui assurent la circulation et ont donné d'excellents résultats avec des charbons bitumineux pauvres. Le charbon est amené à un broyeur, d'où il passe à un convéyeur qui le distribue aux trémies du magasin, au-dessus des chaudières, en faisant, sur lui-même, plusieurs retours à 90°. Ces convéyeurs sont du type bien connu de Hunt. L'eau d'alimentation, prise aux conduites, traverse d'abord un réchauffeur d'échappement entre les machines et les condenseurs, puis est refoulé, des pompes alimentaires, au travers d'un second réchauffeur auxiliaire Worthington, qui reçoit l'échappement des pompes alimentaires et des autres accessoires; de là, les deux pompes alimentaires Worthington envoient leur eau à la chaudière, au travers d'un épurateur Buffalo, d'où elle tombe aux chaudières par gravité. Des chaudières, la vapeur passe à une conduite générale, sur laquelle sont branchés autant de surchauffeurs Foster (fig. 2) que de chaudières, disposés dans les carnaux, et ces surchauffeurs sont reliés à la conduite de prise de vapeur aux machines. Les machines sont des pompes verticales *Worthington* [1] à triple expansion capables de refouler, en 24 heures, chacune 182.000 mètres cubes d'eau, sous une charge de 45 mètres. Chacune de ces machines comprend, en fait, deux séries de trois cylindres

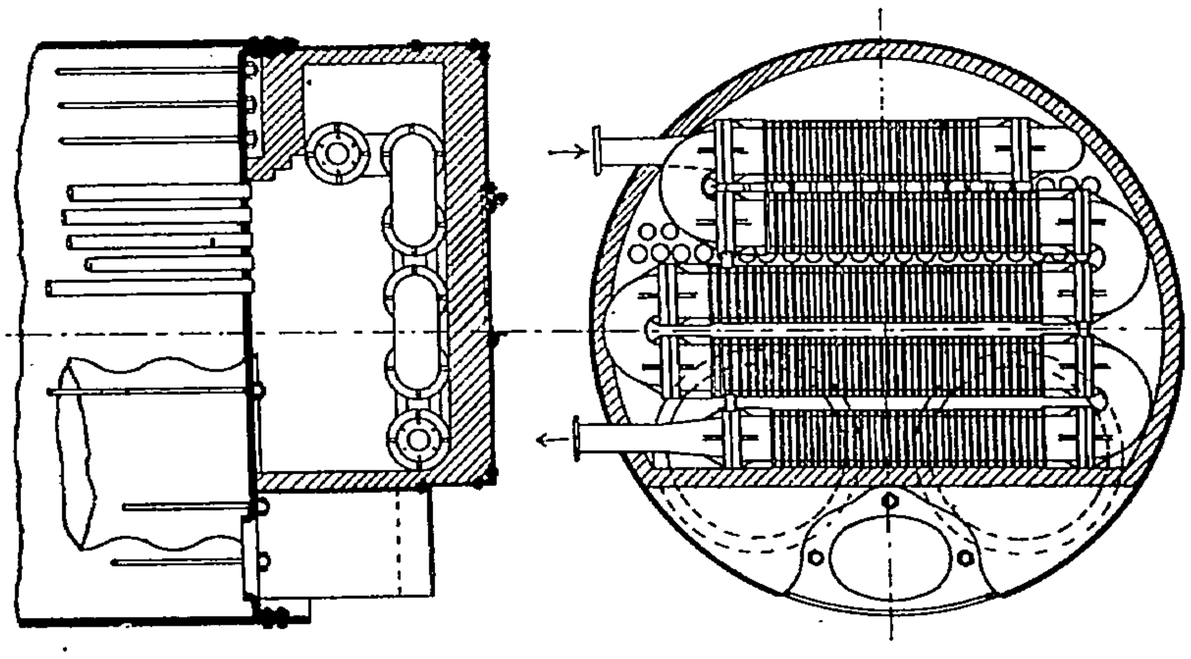


Fig. 2. — Surchauffeurs *Foster* à la Station de *Parke ave.*

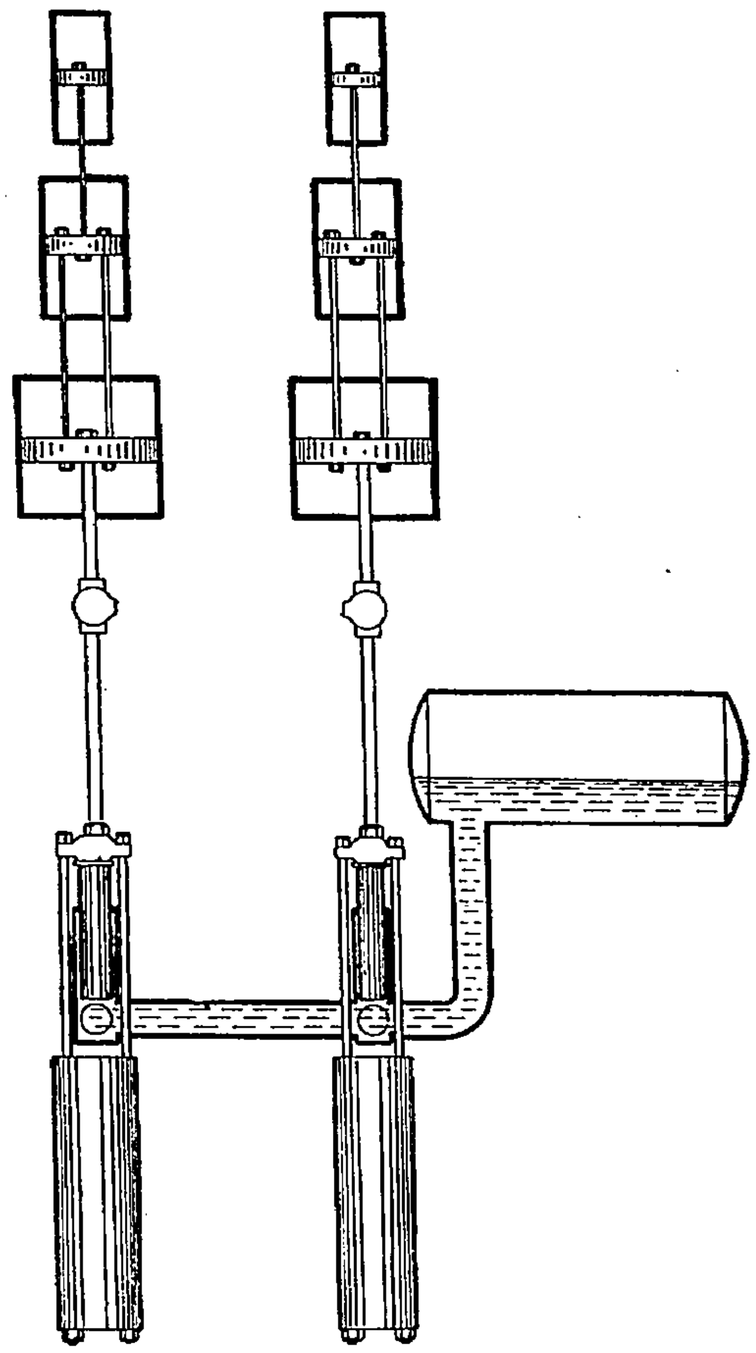


Fig. 3. — Schéma des pompes *Worthington* de la Station de *Park ave.*

(fig. 3) de 560, 840 et 1 m. 52 × 1 m. 27 de course, complètement enveloppés, avec, d'un cylindre à l'autre, des réservoirs de réchauffage par la vapeur vive. La pression de la vapeur dans les enveloppes est celle de la chaudière. La distribution est faite, à chaque cylindre, par quatre robinets à commande entièrement desmodromique. Les plongeurs, commandés directement, ont 875 millimètres de diamètre, ils sont à double effet, avec soupapes en caoutchouc très petites, au nombre de 97 à chaque aspiration et refoulement. Les poids des attirails sont entièrement équilibrés par des pistons hydrauliques chargés d'eau sous pression au moyen d'un réservoir d'air comprimé. Les machines sont munies de compensateurs Worthington permettant l'emploi de grandes détentes. Les condenseurs à surfaces sont renfermés dans les tuyaux d'aspiration et traversés par toute l'eau aspirée. Ces machines ont donné, dans un essai en marche courante, les résultats suivants, pour l'une

1. *Revue de Mécanique*, septembre, octobre 1897, pp. 826, 892, 1011; mai, juillet 1898, p. 535 et 40; septembre 1899, p. 305; juin, septembre, novembre 1900, pp. 376, 756 et 660; avril et juin 1902, pp. 286 et 628.

d'elles. Pression de la vapeur à l'admission 10 kg. 5, surchauffe 50°. Tours par minute 18,63 ; vitesse des pistons 0 m. 77 par seconde. Puissance indiquée 646 chevaux, effective en eau montée 574, rendement organique 89 p. 100. Dépense de vapeur par cheval indiqué 4 kg. 54, par cheval effectif 5 kg. 45 ; combustible correspondant 0 kg. 454 et 0 kg. 154. Ces machines fonctionnent irréprochablement depuis 2 ans.

Pompes des eaux d'Anvers (*Engineering*, *27 mai et 10 juin*). Alimentées par de la vapeur prove-

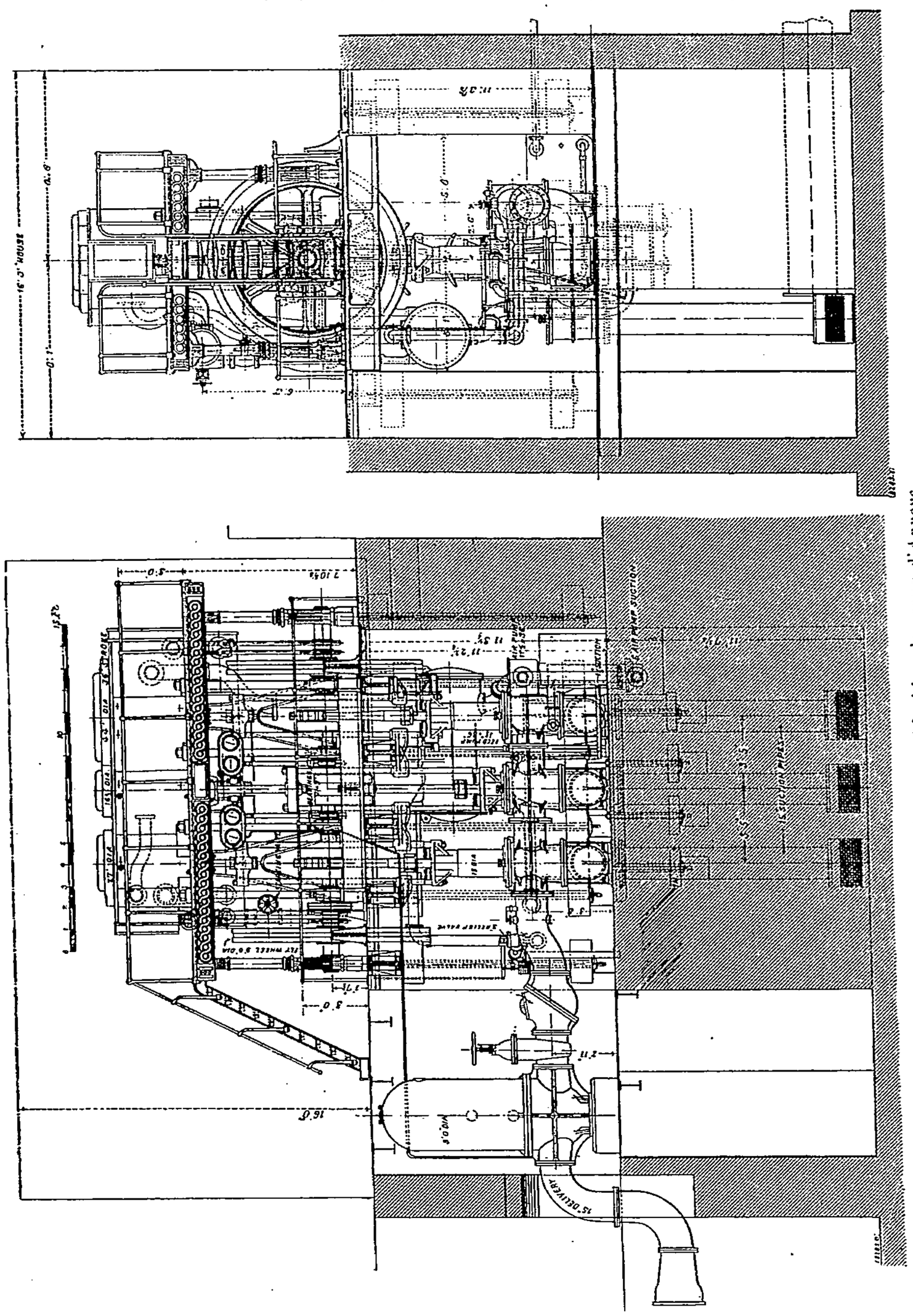
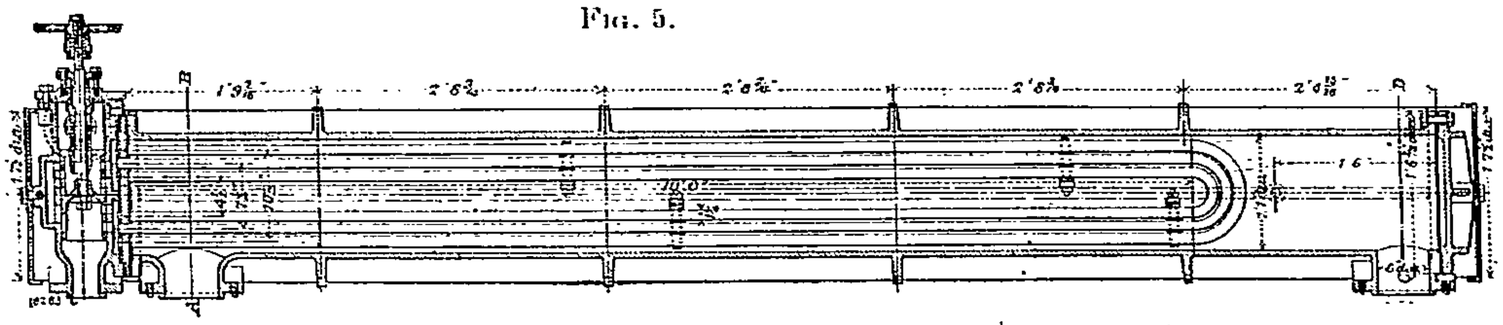


Fig. 4. — Machine des eaux d'Anvers.

nant d'un surchauffeur Schmidt la portant à 345°. Machine à triple expansion verticale (fig. 4) à cylindres de 420, 685 et 1 m. 12 × 915 de course, attaquant directement un plongeur à simple effet de 380 millimètres; débit normal, 10.000 mètres cubes en 24 heures sous une charge de 85 mètres, pouvant être porté à 12.500 mètres cubes ; vitesse 23 à 29 tours; dépense de vapeur garantie 5 kg. 5

par cheval indiqué à la puissance normale de 150 chevaux. Vitesse minima 6 tours par minute, maxima 32. Cylindre de haute pression sans enveloppes, les deux autres avec enveloppes au corps, alimentées de vapeur de la chaudière au cylindre intermédiaire et de vapeur à 2 kg. 9 pour le cylindre de basse pression. Garnitures métalliques spéciales pour vapeur surchauffée. Distribution

Fig. 5.



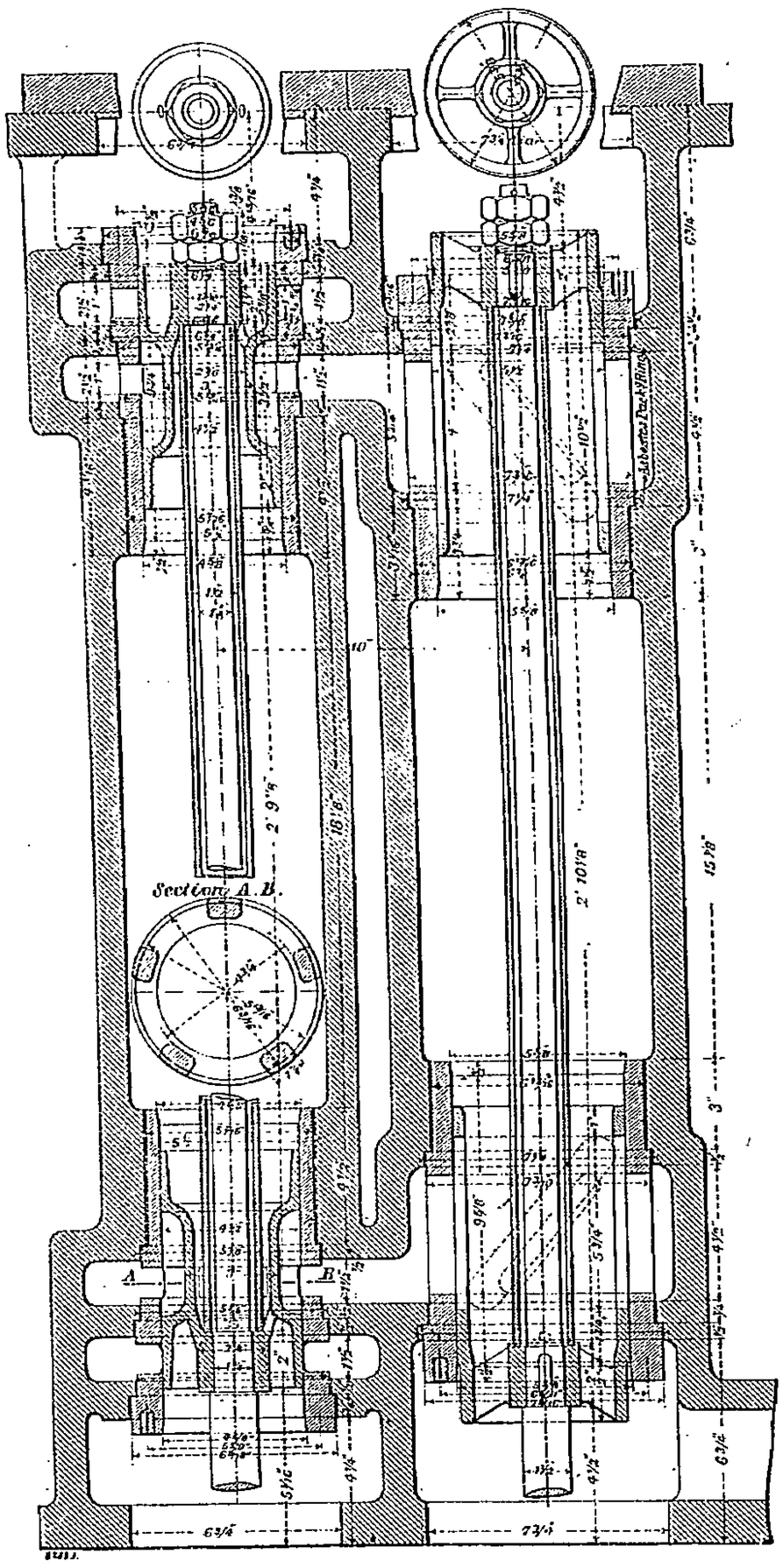
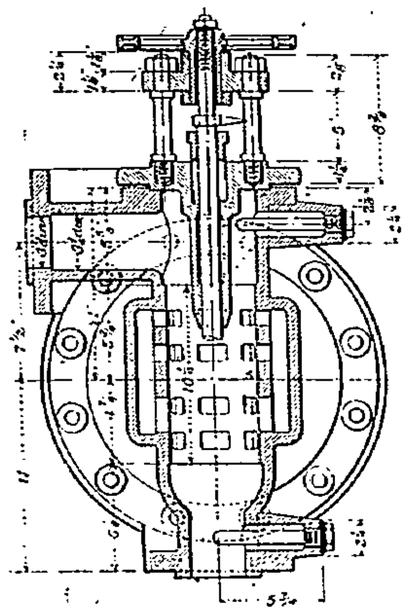


Fig. 6.



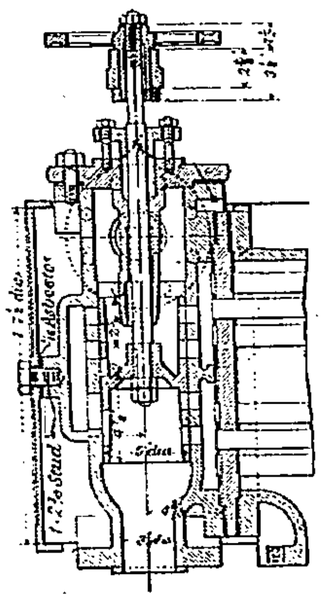


Fig. 7.

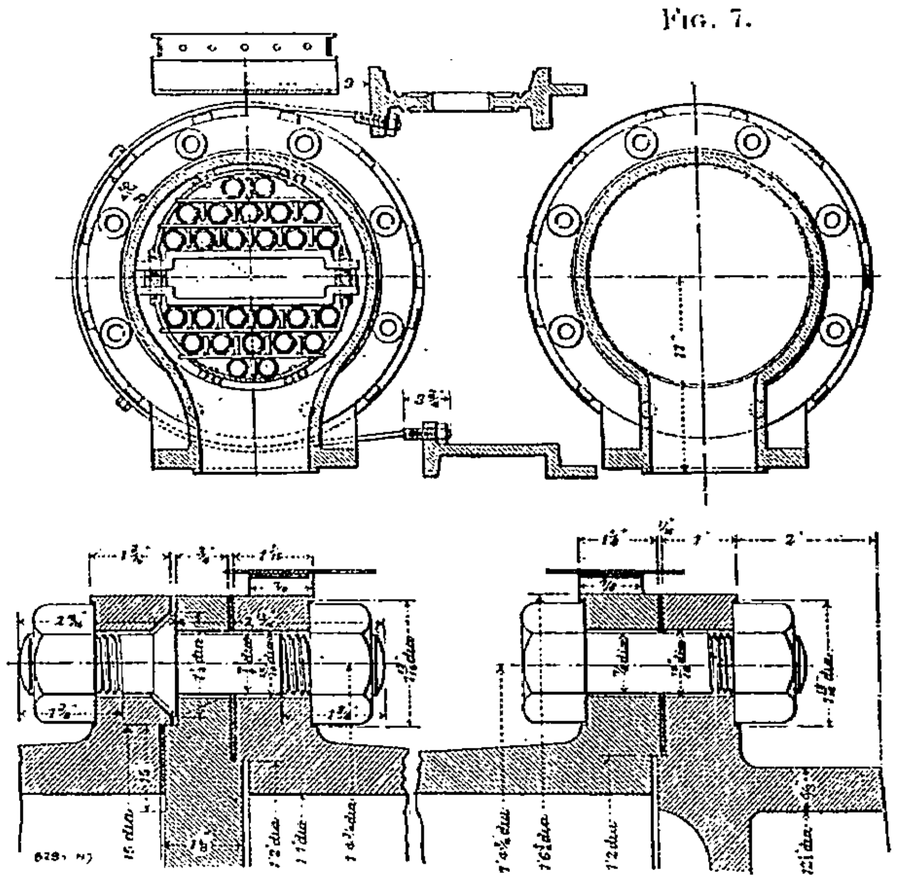


Fig. 8.

Fig. 5 à 8. — Machine des eaux d'*Anvers*.
Détail de la distribution.

de haute pression par deux paires de tiroirs cylindriques (fig. 6), une pour l'admission et la détente, l'autre pour l'échappement ; la détente se règle à la main en faisant tourner les tiroirs de droite (fig. 6) avec lumières inclinées de 50°. Ces tiroirs fonctionnent dans des manchons en fonte; ils sont aussi en fonte et sans segments; la distribution des autres cylindres est à détente Meyer. Chaque

machine a deux volants de 2 m. 73 et de 4.500 kilog. chacun. Condenseur à surfaces de 23 m² 25, prenant son eau de circulation au refoulement des pompes et avec pompe à air Edwards de 345 de diamètre (*Revue de Mécanique, janvier 1904, p. 97*). En passant du cylindre intermédiaire à celui de basse pression, la vapeur est réchauffée dans un réchauffeur Schmidt (fig. 5, 7 et 8) constitué par un cylindre en fonte de 3 m. 75 × 330 de diamètre, avec 13 tubes en U en acier de 250 millimètres de diamètre intérieur et de 8 m² 37 de chauffe, mandrinés dans une plaque de 30 millimètres d'épaisseur, traversés par cette vapeur, et chauffés par celle de la chaudière, réglée par une valve (fig. 7). Pression aux chaudières 10 kg. 5. On établit actuellement, à Luythaegen, une seconde station, raccordée à la première et munie de 4 machines semblables à la précédente avec trois chaudières de Cornouailles à surchauffeur Easton (*Revue de Mécanique, septembre 1903, p. 296*) et une chaudière à tubes d'eau Stirling avec surchauffeur Schmidt. Construites par *Easton*, à Erith.

Pompe à incendies flottante au pétrole Merryweather (*Engineering, 20 mai, p. 714*). Coque de (fig. 9) 9 m. 60 × 2 m. 90 × 760 de cale; peut passer sous un pont de 1 m. 30 seulement

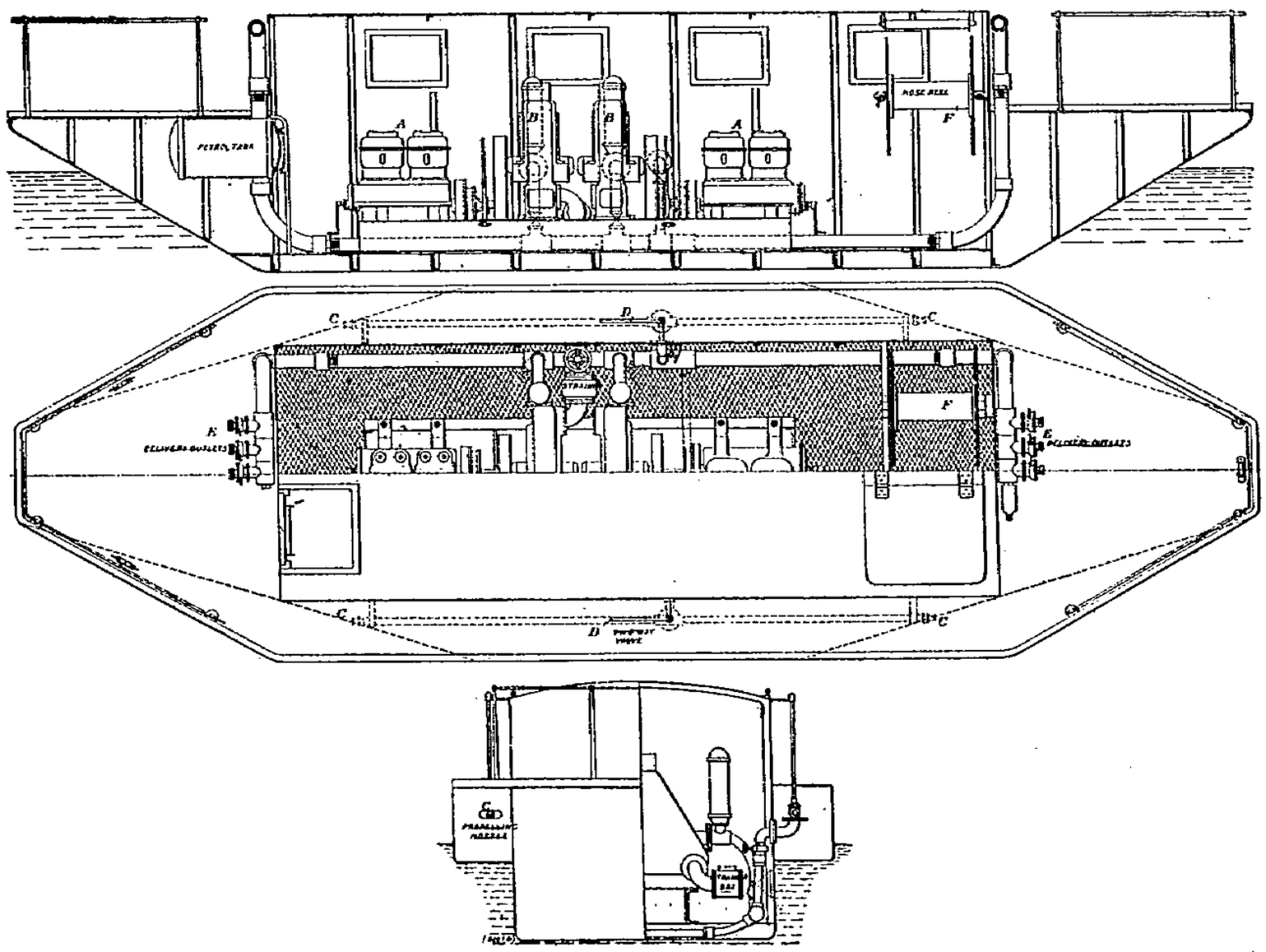


Fig. 9. — Pompe à incendies flottante au pétrole *Merryweather*.

au-dessus de l'eau; 2 moteurs à pétrole A, de 30 chevaux à 4 cylindres commandant chacun, par accouplement flexible une pompe Hatfield B, à trois corps, avec grands réservoirs d'air et six jets en E; deux dévidoirs F de 150 mètres de tuyaux chacun. La propulsion se fait par quatre jets d'eau CCCC, qui permettent au bateau de tourner sur son axe. Provision de pétrole pour 10 heures. Débit maximum 2.700 litres par minute à la pression de 7 kilog. La manœuvre des jets de propulsion se fait en D.

Pompe W. May (*Brevet anglais 4382 de 1903*). A double effet (fig. 10), pour liquides épais, comme le pétrole. Les soupapes d'échappement sont à billes, et celles d'aspiration 7 et 8 sont conjuguées par des balanciers 19, de manière qu'elles soient successivement ouvertes par la pression même du refoulement; on évite ainsi le collage de ces soupapes, fréquent avec les liquides pâteux. Construit par la *Pulsometer Engineering C°*, Reading.

Pompes centrifuges de Laval (*Engineering News, 2 juin, p. 512*). Ces essais ont porté sur 3 pompes construites par les ateliers De Laval à Trenton N. J. La pompe n° 1 devait débiter 1.700 gallons par minute (7 m² 70) sous une charge de 100 pieds (30 m. 30) à la vitesse de 1.545 tours; diamètre des tuyaux d'aspiration et de refoulement 200 millimètres, diamètre de la roue 350 millimètres; actionnée par une turbine de Laval de 55 chevaux, avec une réduction de 10. Cette pompe a donné les résultats figurés au diagramme fig. 11. La pompe n° 2, avec roue de

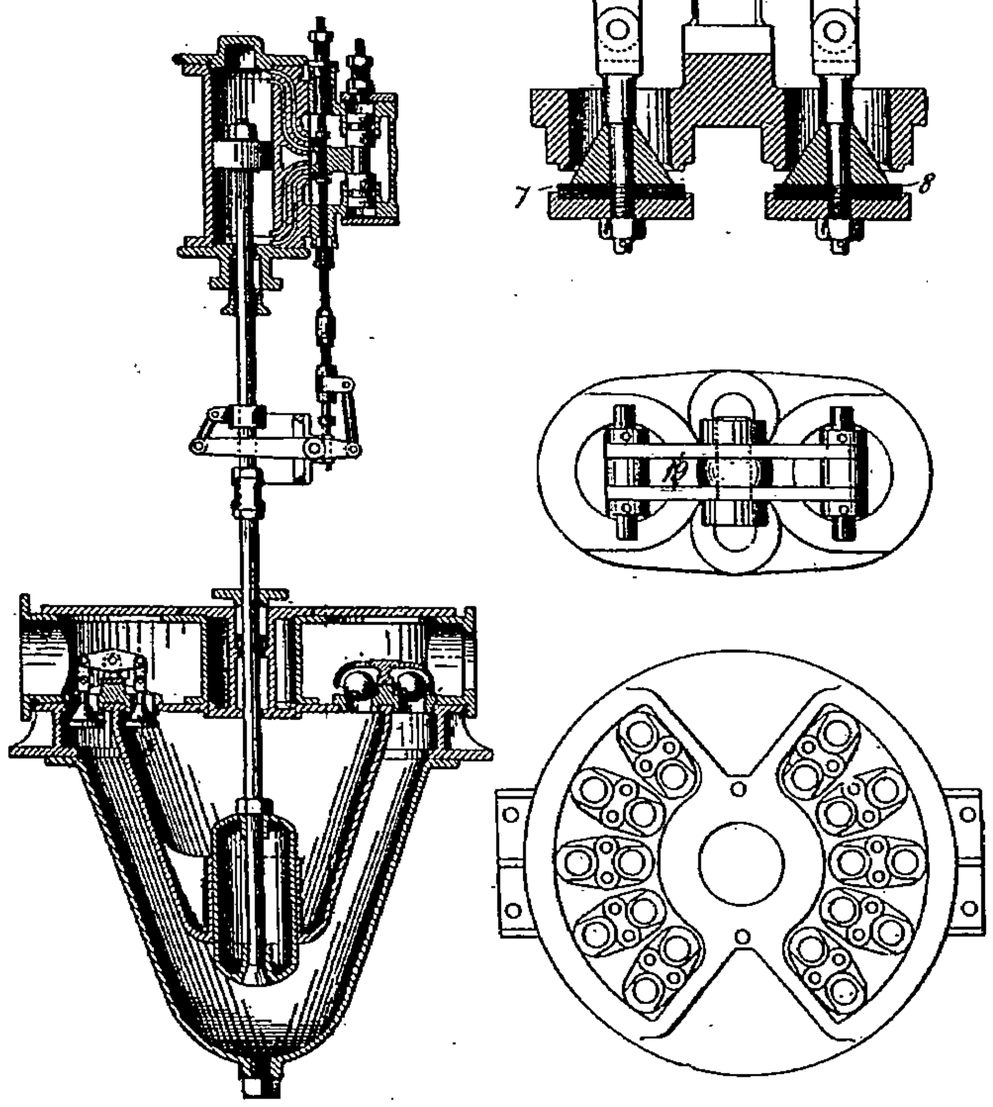


Fig. 10. — Pompe *May*.

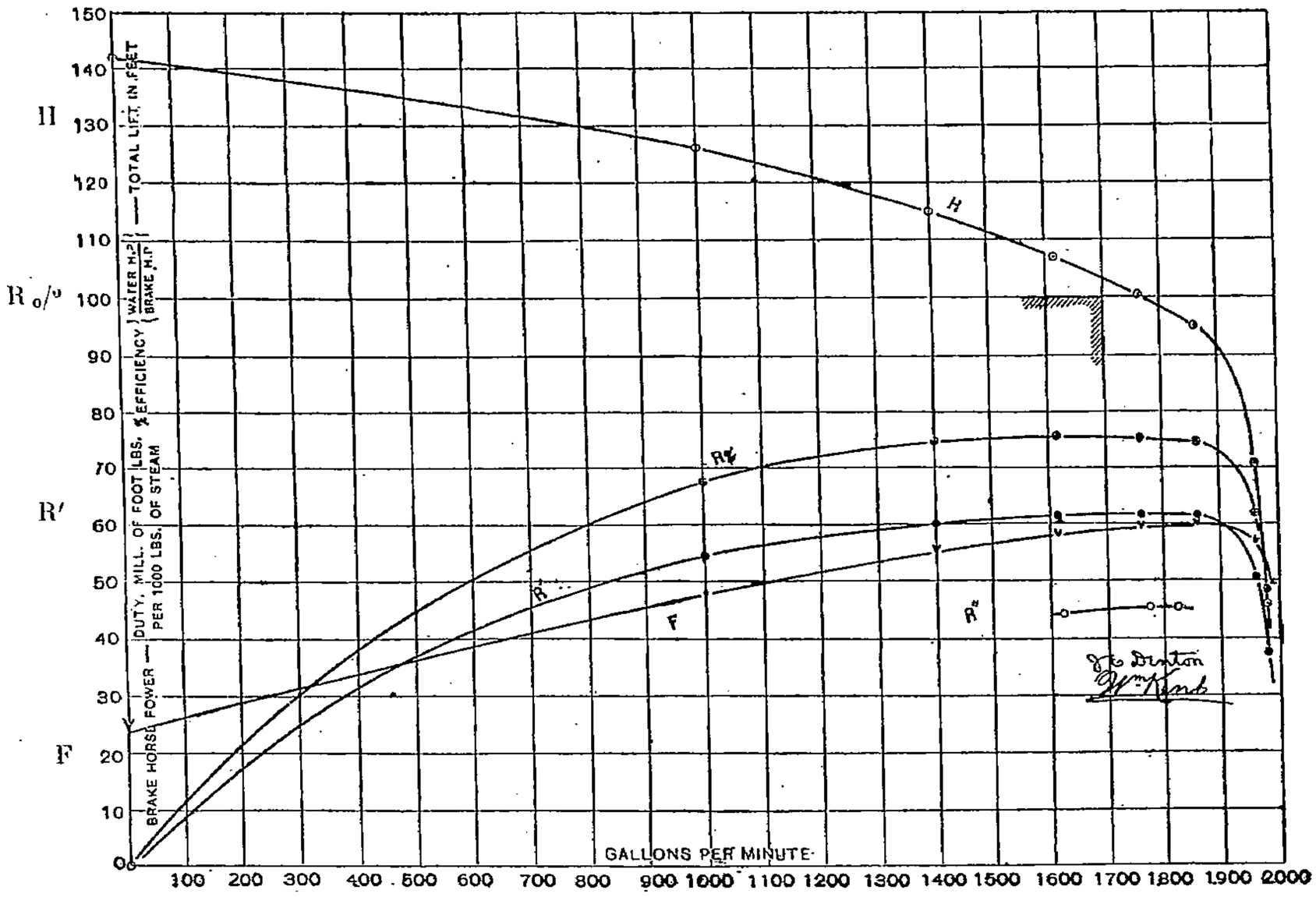


Fig. 11. — Essai d'une pompe centrifuge *De Laval*, de 1.700 gallons par minute (7 m³ 70) à 100 pieds. Vitesse 1.545 tours ; H, levée totale en pieds ; R p. 100, rendement p. 100 ou rapport de la puissance au frein à celle en eau montée ; R', *Duty*, ou rendement en 1.000 pieds-livres par 1.000 livres de vapeur en condensation (1 pied-livre par livre = 0 kilogrammètre 305 par kilogramme) ; R" (*id.*) sans condensation ; F, puissance au frein. 1 gallon = 4 lit. 54.

210 millimètres, devait fournir 1.200 gallons par minute (5.450 litres) sous une charge de 13 m. 50, à la vitesse de 2.000 tours; elle était commandée directement par une dynamo de 20 chevaux; elle a donné les résultats portés au diagramme (fig. 12). La troisième pompe, du type étagé en série, se

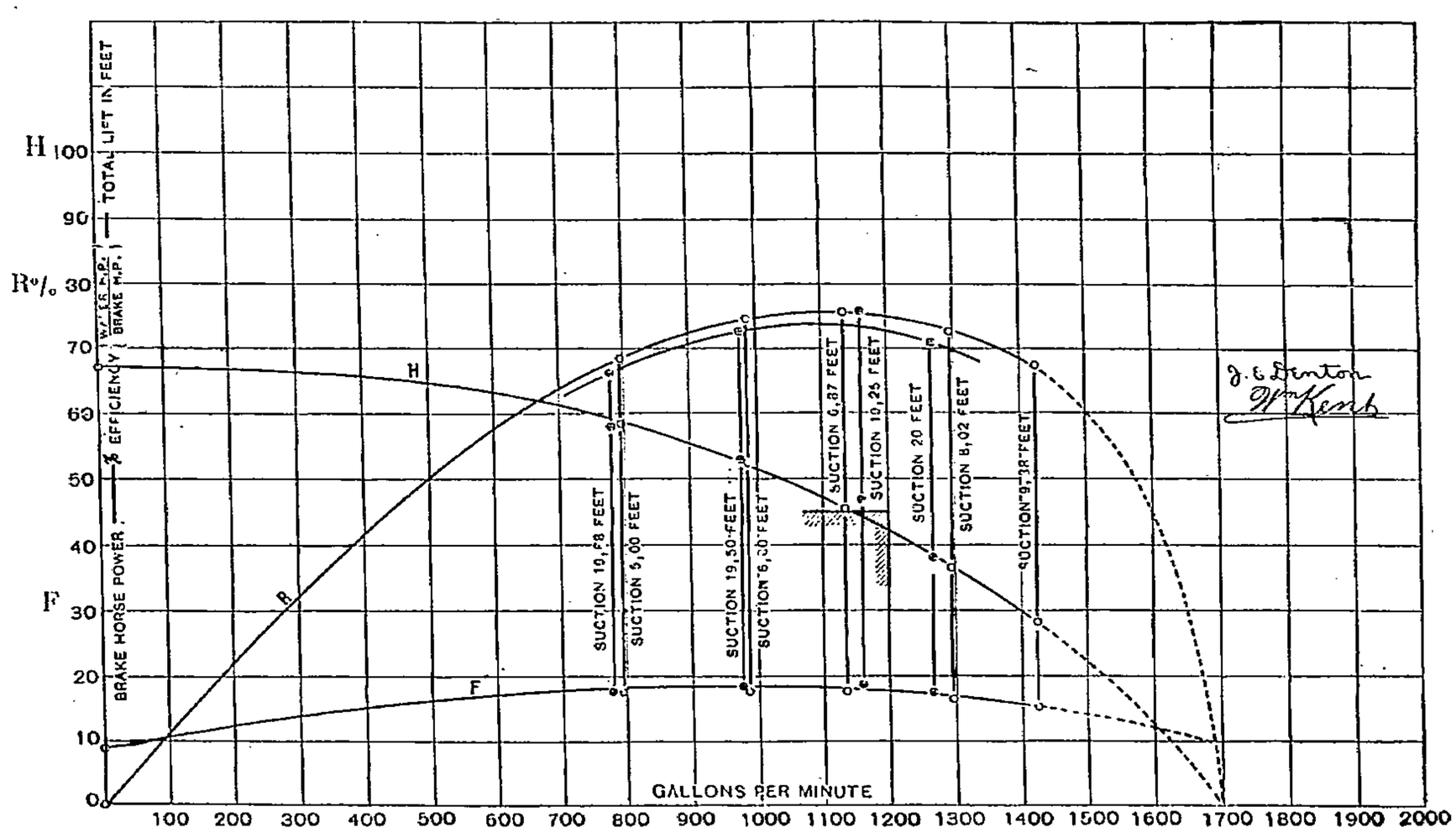


Fig. 12. — Pompe *De Laval* de 1.200 gallons à 45 pieds et 2.000 tours. Même légende qu'en fig. 11.

composait d'une pompe amorceuse de 230 millimètres de diamètre, marchant à 2.050 tours par minute, et d'une pompe de 7 mm. 2 de diamètre, recevant son eau de la première, marchant à 20.500 tours et refoulant 250 gallons par minute (1.136 litres) sous une charge de 213 mètres;

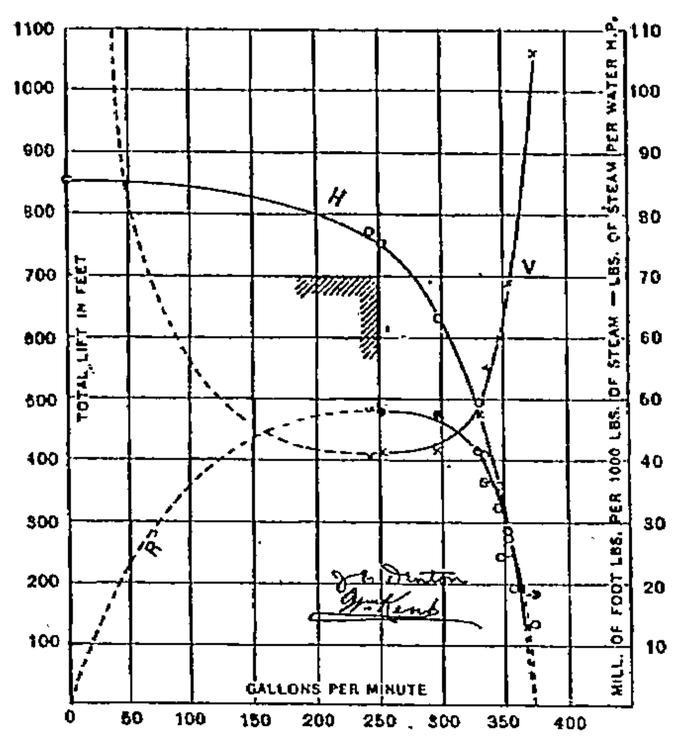


Fig. 13. — Pompe *De Laval* de 200 gallons par minute × 700 pieds entre 2.000 et 20.000 tours.
H, levée totale en pieds; V, livres de vapeur par cheval en eau montée; R', *Duty* comme en fig. 11.

les résultats de ses essais sont donnés par le diagramme fig. 13, avec commande directe de la petite pompe par une turbine de Laval. La dépense de vapeur par cheval, en eau montée, a varié de 18 kg. 5, à la puissance maxima et avec la charge la plus élevée, à 48 kilog. avec le débit maximum, sous la plus faible charge et la moindre puissance.

Pompes centrifuges Jackson (*Brevet anglais 20147 de 1903* et *Scientific American supplement, 16 janvier, p. 23447*). Du type en cascade (fig. 14) avec bouchon 6 réglable de manière à faire varier, par la pression dans la chambre 8, le jeu entre les roues 3-11 et leurs aubes directrices 10, d'où dépend la poussée sur l'arbre. Lorsque la pression en 8 dépasse la charge de l'arbre, elle le repousse jusqu'à ce que l'eau puisse s'échapper de 8 par 19, et l'inverse a lieu quand la pression baisse en 8

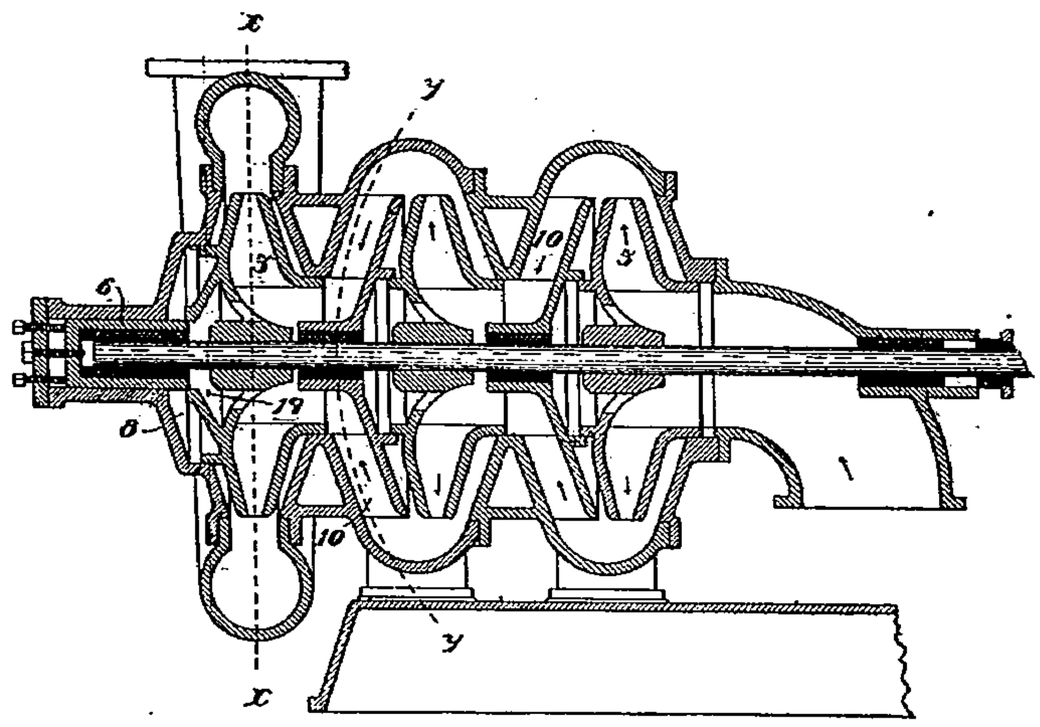


Fig. 14. — Pompe centrifuge *Jackson*. Horizontale.

au-dessous de la charge de l'arbre. Une pompe à trois roues du type (fig. 16), débite 2 mètres cubes par minute à la hauteur de 150 mètres. Ces pompes peuvent refouler jusqu'à des hauteurs de 600 mètres avec des rendements de 70 à 84 p. 100. Construites par les *Byron Jackson Works*, San Francisco. — **Sulzer**, Winterthur (*Brevet anglais 26979 de 1903*). Turbine axiale pouvant être appliquée comme pompe centrifuge. Dans ces turbines, les vitesses d'entrée de l'eau, vitesse relative et vitesse absolue, doivent être les mêmes à toute distance de l'axe; mais l'eau s'échappe des turbines motrices satisfaisant à cette condition dans des directions variables par rapport à l'axe, de sorte qu'il faut, pour satisfaire à ces conditions avec une pompe turbine, disposer les directrices de manière que l'eau change de même de direction, dans la pompe, aux différents rayons de ses aubes.

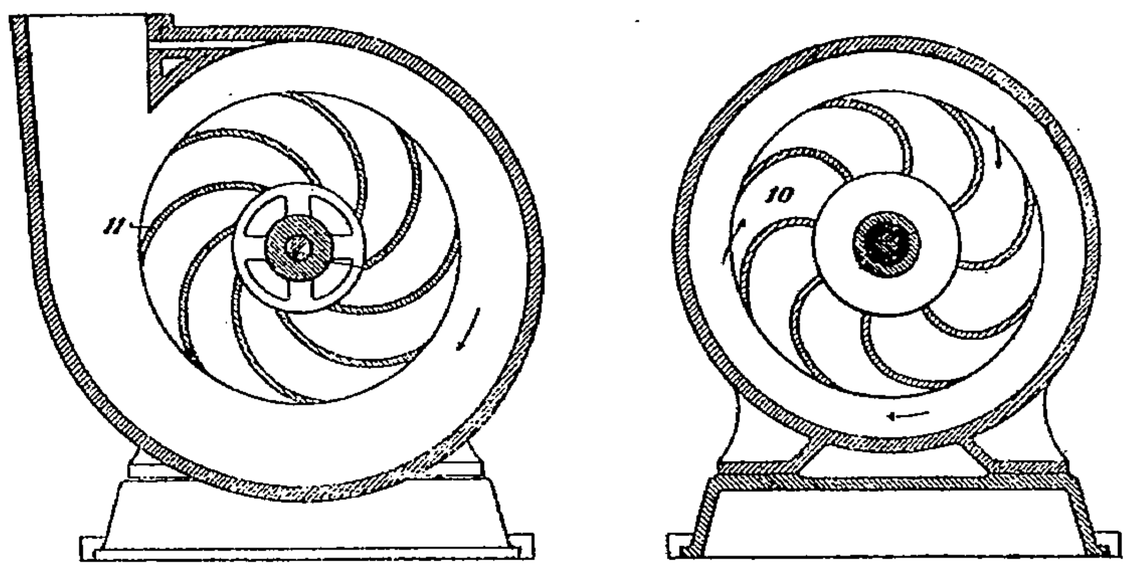


Fig. 15. — Pompe *Jackson*. Coupes x et y (fig. 14).

En fig. 17, les diagrammes A, B et C se rapportent à 3 vitesses, à l'entrée, au milieu et à la sortie des directrices, inclinées de a^1, a^2 et a^3, en ces points; b représente la vitesse d'entrée constante, c la vitesse d'entrée absolue, d^1 d^2 et d^3 les directions correspondantes de l'eau à l'entrée, e^2 et e^3 les vitesses tangentielles correspondantes. Pour le diamètre moyen B, la direction de l'entrée est supposée perpendiculaire à la turbine. En fig. 17 (A), pour le diamètre intérieur, les aubes sont inclinées de d^1, et, en fig. 17 (C), correspondant à la sortie, elles sont inclinées de d^3, en sens contraire de d^1, et ainsi de suite aux différents points des diamètres de chaque aube, en fonction des vitesses b, c et e, en chaque point, comme en fig. 18. — (*Brevet anglais 89 de 1904*). Du type multiple (fig. 19) à 4 roues *bbbb*, avec directrices c et bloc intermédiaire d, enfilés dans le corps a, et serrés, en e,

par des boulons *ffff*, qu'il suffit d'enlever pour permettre de retirer toutes les pièces de la pompe.

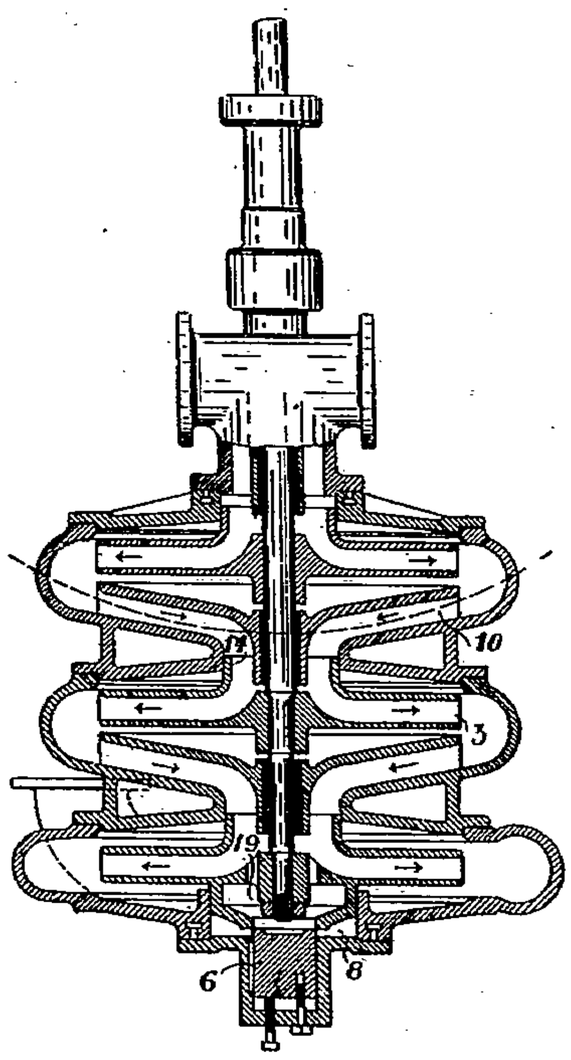


Fig. 16. — Pompe centrifuge *Jackson*. Verticale.

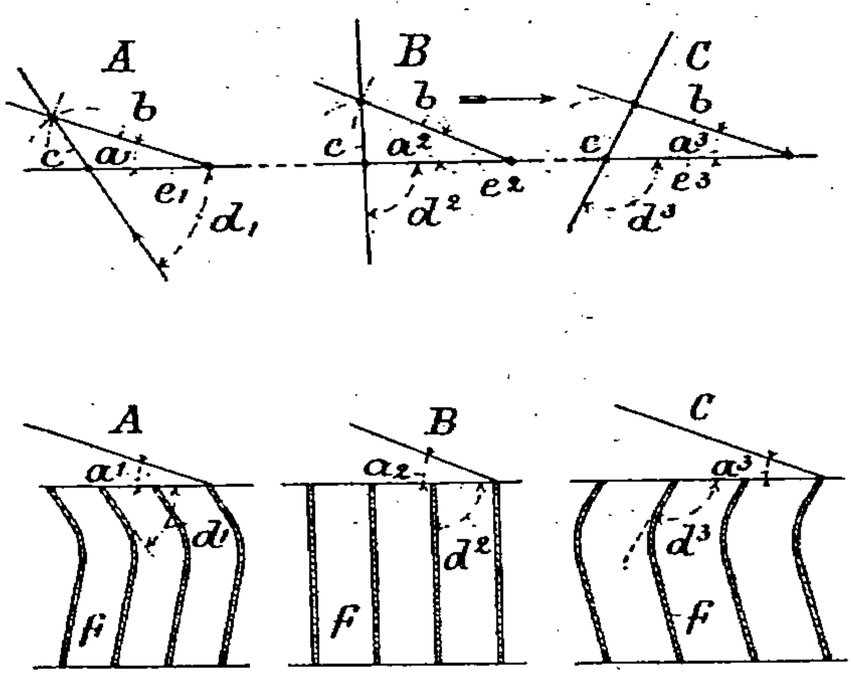


Fig. 17. — Pompe centrifuge *Sulzer*.

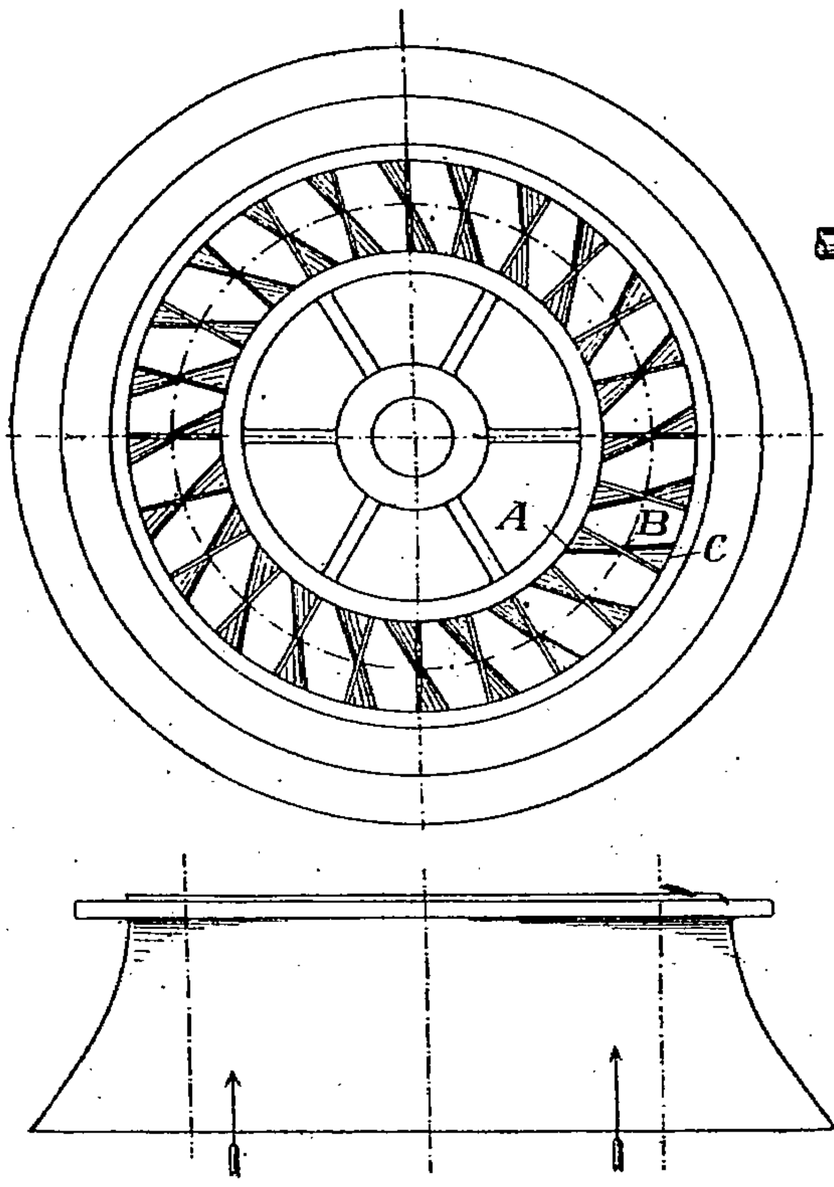


Fig. 18. — Pompe centrifuge *Sulzer*.

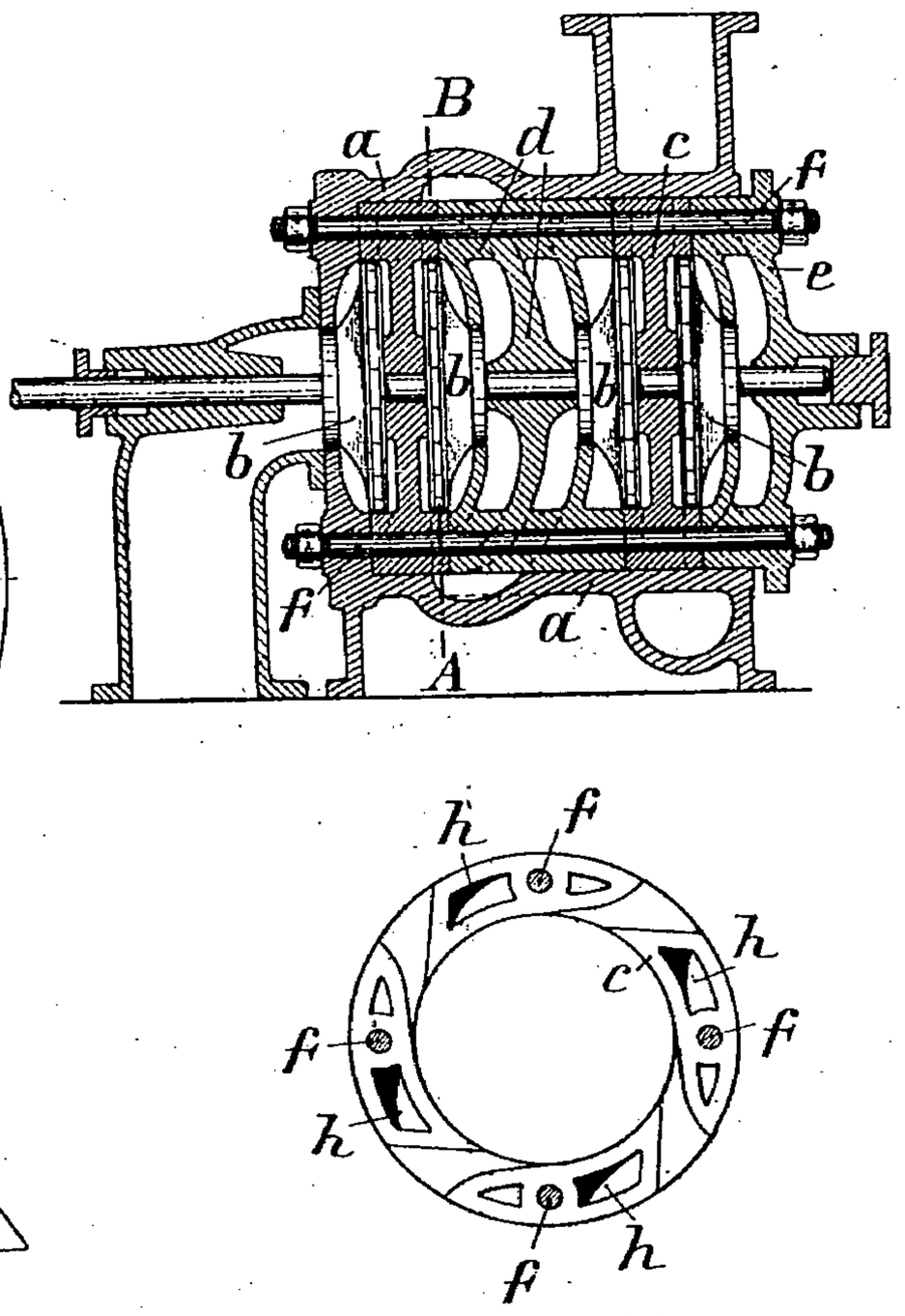


Fig. 19. — Pompe centrifuge *Sulzer*.

(*Brevet anglais 24301 de 1903*). L'eau passe, du refoulement *a* de la pompe, par les fuites du

piston c (fig. 20) en *b*, d'où elle va, par *fe*, rafraîchir le palier *d*, puis elle s'échappe de *e* par *i*; le graissage se fait par les anneaux en bain d'huile *g*. — (*Brevet anglais 396 de 1904*). Du type en cascade fig. 21 à deux roues a' et a^2, l'eau sortant de a', par les canaux fixes *b c e*, en a^2, avec un très

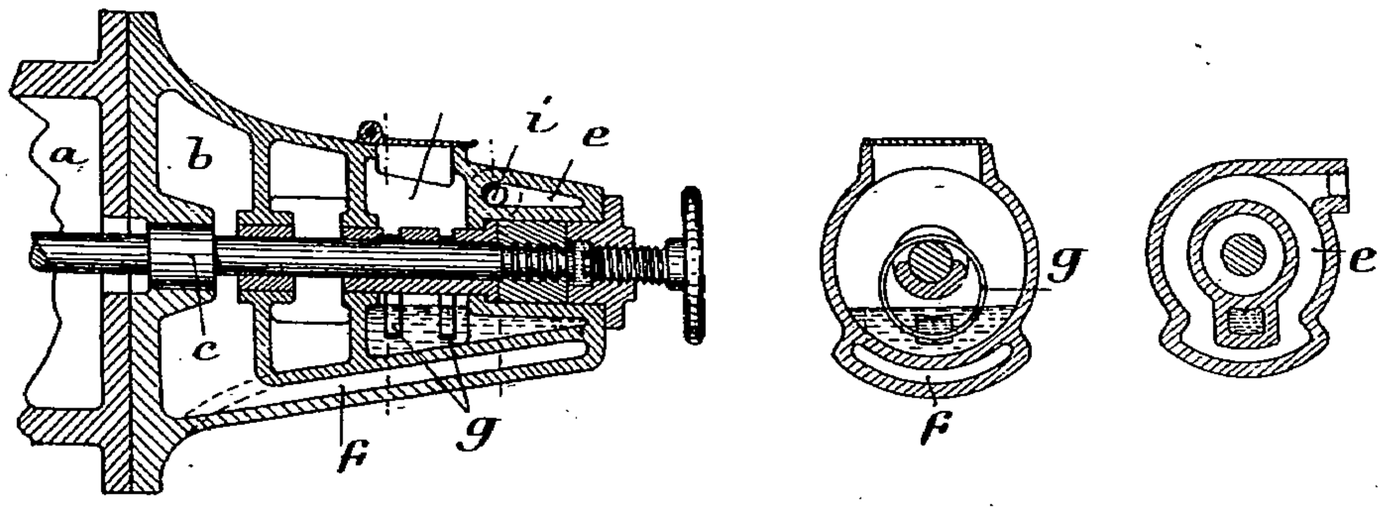


Fig. 20. — Pompe centrifuge *Sulzer*.

court trajet entre a' et a^2. De a^2, l'eau passe, par *d f*, à la troisième roue a^3, puis à la quatrième a^4 et au refoulement définitif *g*. — **Kugel et Gelpke**, 64, Lowenstrasse, Zurich (*Brevet anglais 7479 de 1903*). Constituée par une séries de roues 2, avec aubes 7 et de directrices fixes 1, avec aubes 8, de sorte que l'eau les traverse suivant CDEFGN (fig. 22), et disposées de part et d'autre de la roue

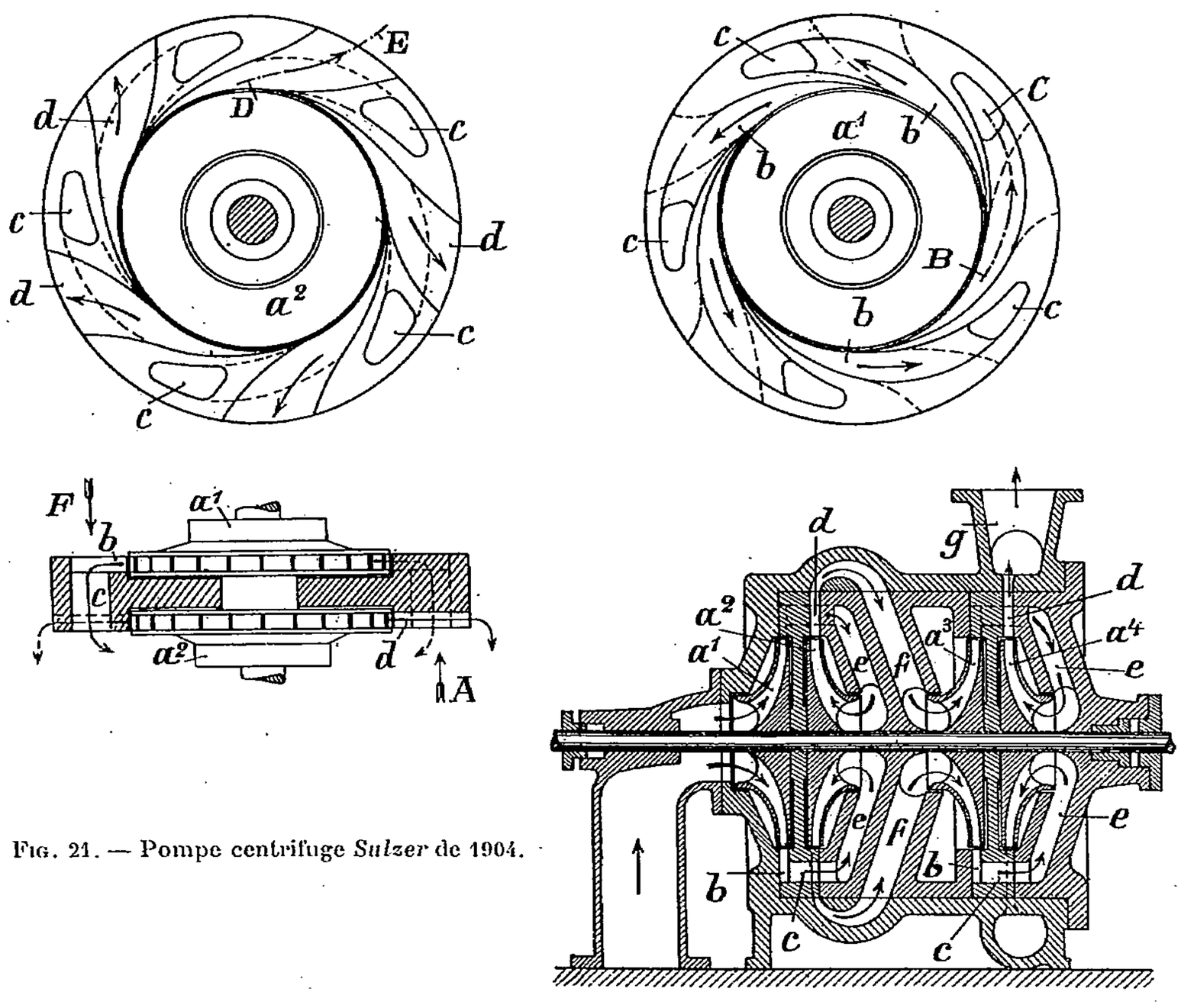


Fig. 21. — Pompe centrifuge *Sulzer* de 1904.

centrale 12; roues et directrices sont disposées de manière que l'eau les traverse successivement avec le moins de tourbillonnements et de frottements possible. — **Krogh**, San Francisco (*Brevet américain 753986 de 1904*). Le joint de la roue C est constitué par un anneau *a* (fig. 23) appuyé par la pression de l'eau, avec garniture *dd* (fig. 24) assurant l'étanchéité avec un frottement très faible.

Pompes centrifuges Hanson Veda, Suède (*Brevet anglais 20418 de 1903*). Les joues 1 et 2

(fig. 25) sont disposées de manière qu'en changeant la fourrure 6, on puisse facilement faire varier les dimensions du limaçon 6, suivant la charge de refoulement, la largeur de 3 augmentant

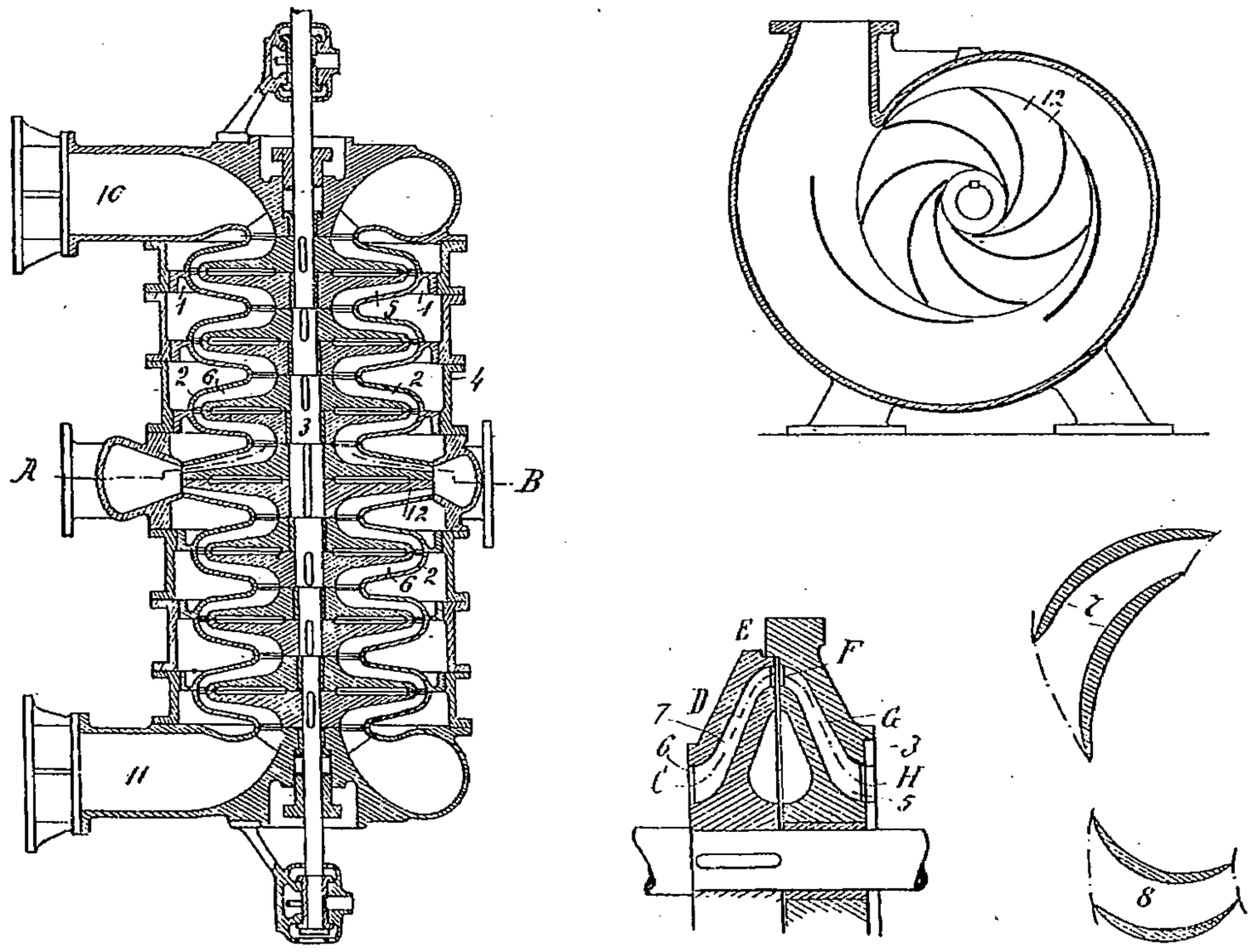
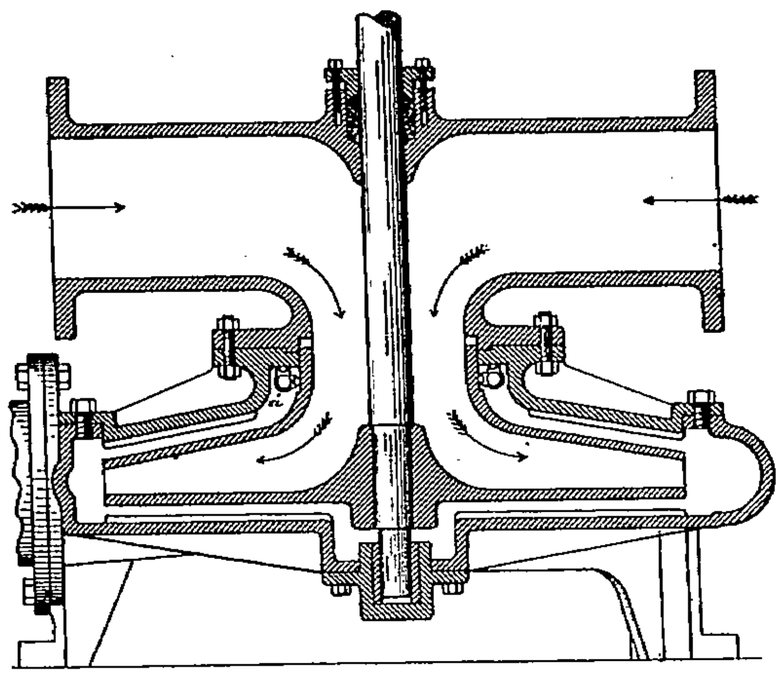
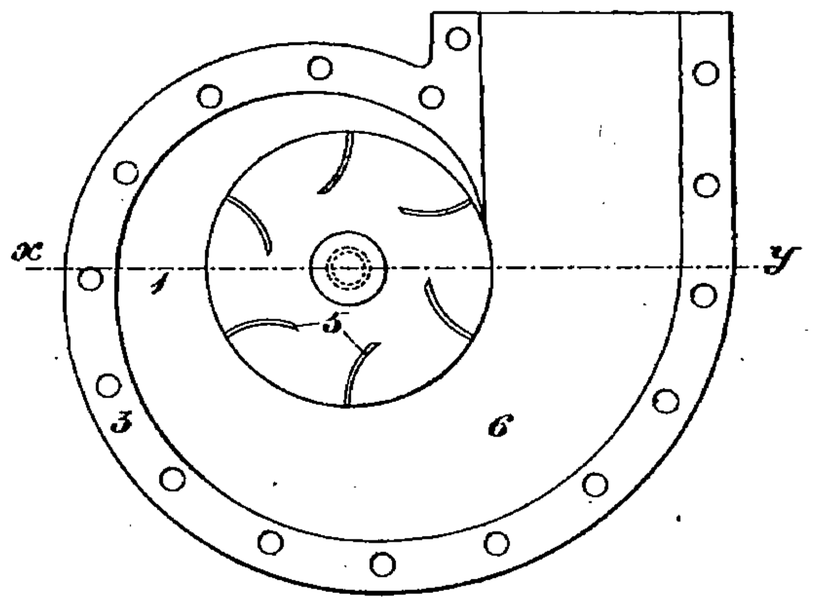


Fig. 22. — Pompe centrifuge *Kugel et Gelpke.*

avec cette charge en sens inverse de son épaisseur transversale et du diamètre de la roue 5. —





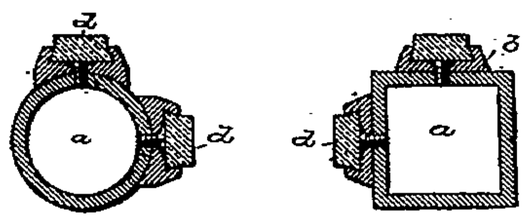


Fig. 23 et 24. — Pompe centrifuge *Krogh.*

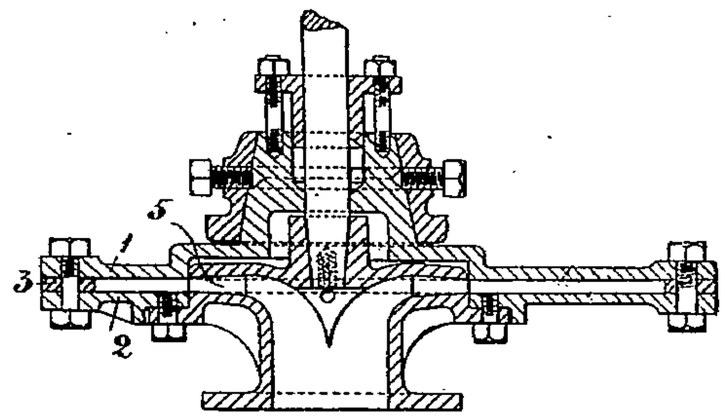


Fig. 25. — Pompe centrifuge *Hanson.*

Pompes centrifuges Jaeger, Klingenstrasse, Leipzig-Plagwitz, Saxe (*Brevet anglais 533 de 1903*).

La roue D (fig. 26) est pourvue de garnitures *p*, qui empêchent l'eau de passer en 1 et 2, ce qui

annule la poussée latérale sur D; les trous O égalisent la pression en 3 et 4; l'aspiration se fait en S.

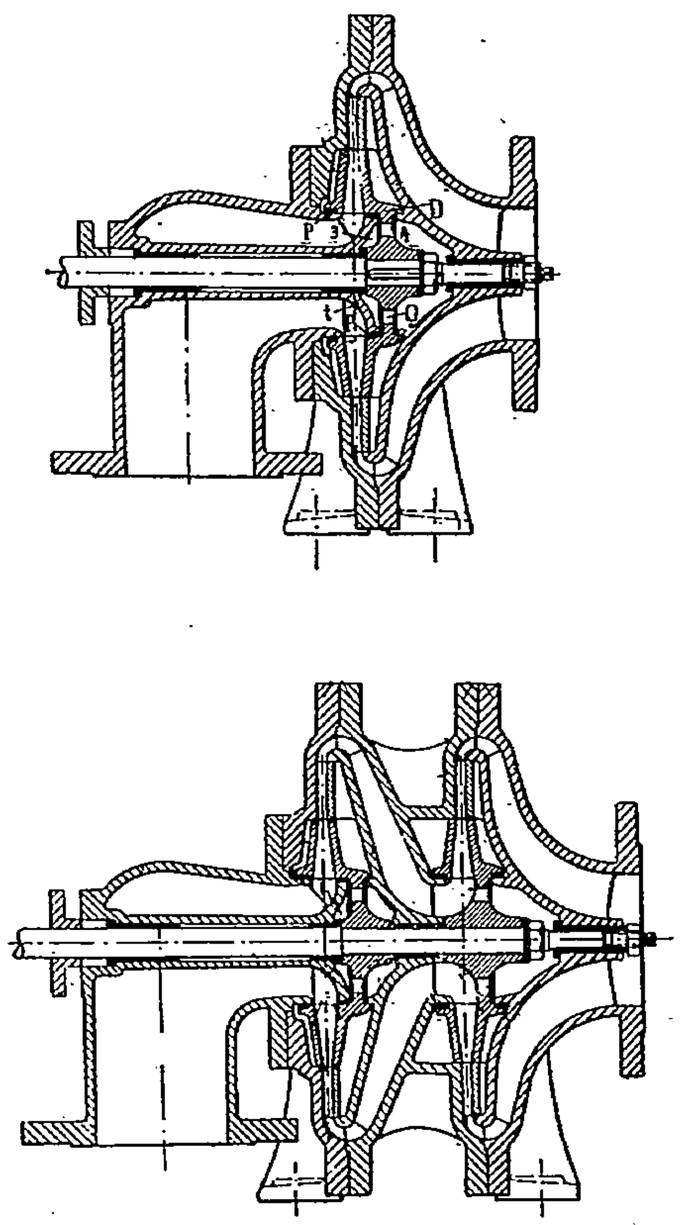


Fig. 26 et 27. — Pompes centrifuges *Jaeger* simple et en cascade.

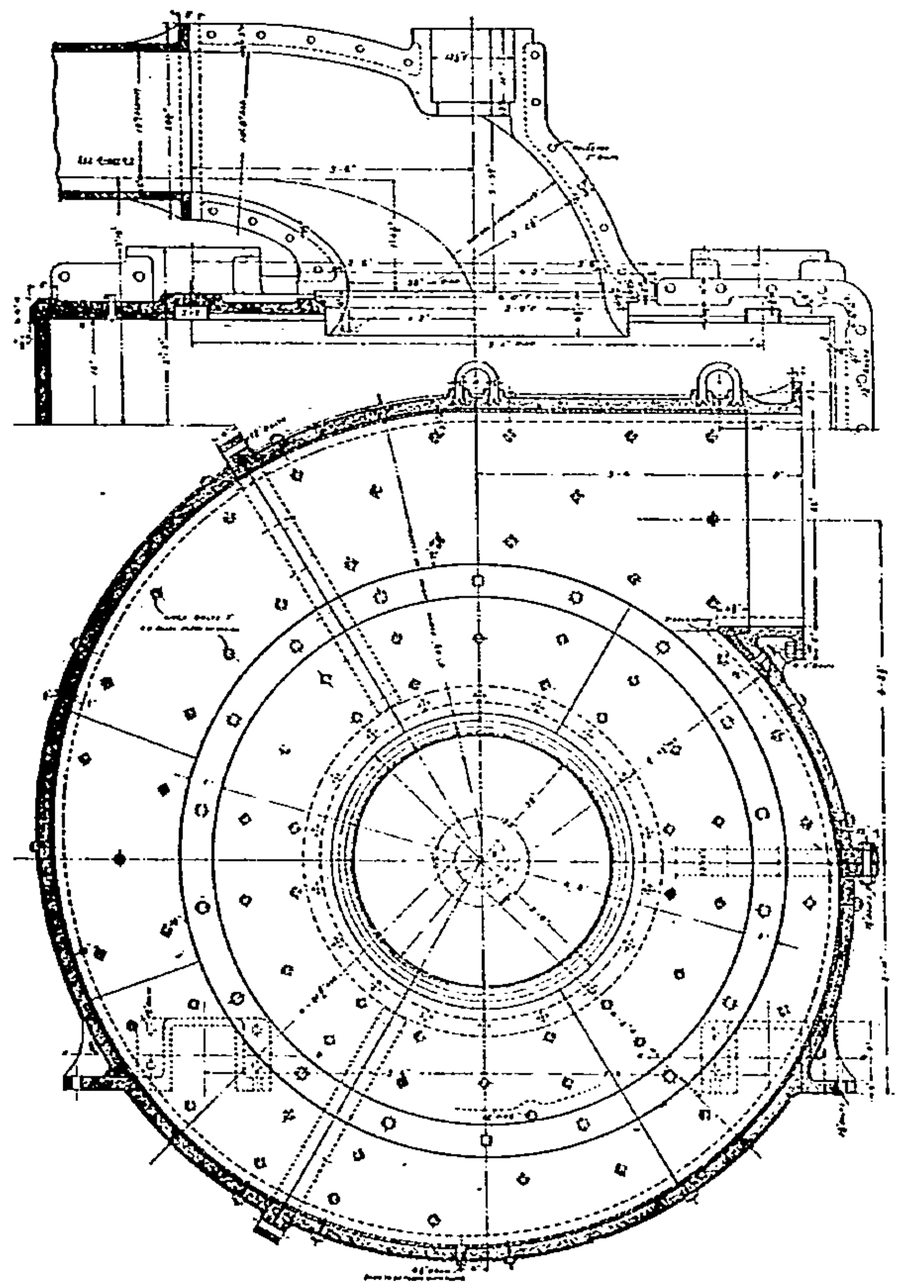


Fig. 28. — Pompe *Middleton*. Détail de l'enveloppe.

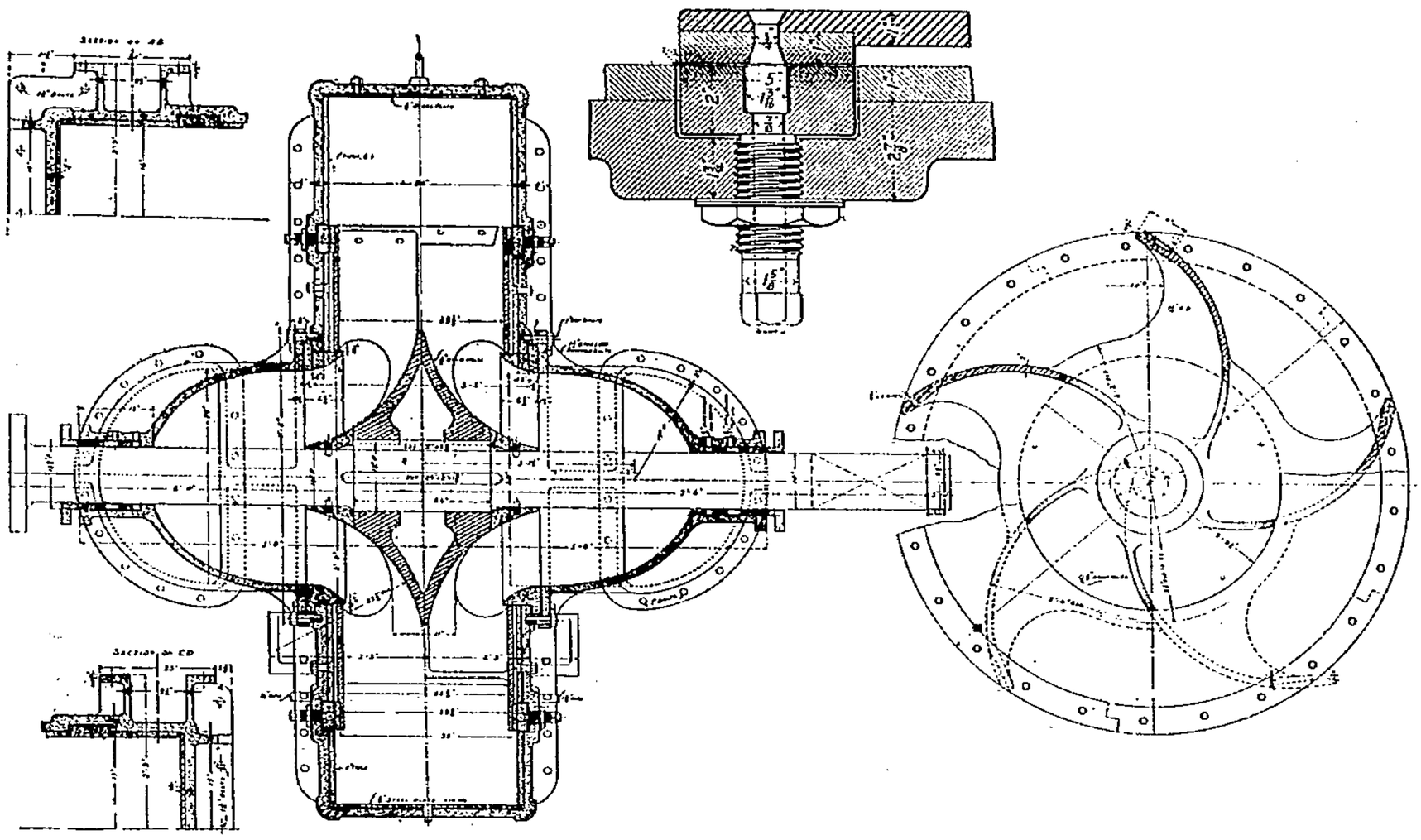


Fig. 29. — Pompe de drague *Middleton*.

La fig. 57 représente l'accouplement de deux de ces pompes en cascade. — **Middleton, pour**

dragues (*Engineering News, 9 juillet 1903, p. 25*). Pour atténuer l'usure considérable occasionnée par les sables et graviers aspirés par ces pompes. La roue (fig. 29), d'une seule pièce, a les extrémités de ses aubes armées par des talons en fonte de roues de wagons coulée en coquille; les joues portent un anneau de même métal, rivé, de 25 millimètres d'épaisseur, au droit d'un anneau correspondant de l'enveloppe, de 50 millimètres d'épaisseur (fig. 28) et ajustable au moyen de boulons à ressort. Les parois de l'enveloppe sont garnies d'une fourrure en tôle de 13 millimètres d'épaisseur, et ses ouïes sont pourvues chacune d'une embouchure annulaire en fonte dure, assez avancée pour empêcher le sable de pénétrer entre la roue et les parois latérales, et facile à remplacer. La roue a 2 m. 30 de diamètre, le tuyau de refoulement a 810 millimètres de diamètre, et la pompe, actionnée à 130 tours par un moteur de 900 chevaux, peut débiter 1.900 mètres cubes à l'heure; elle est destinée aux dragues du Mississipi.

Pompe Worthington (*Brevet américain 729268 de 1903*). Les cylindres compensateurs caractéristiques de la pompe Worthington sont reliés par la tuyauterie LL (fig. 30) au cylindre 26 d'un accumulateur, chargé, en S, de poids fixe et en 30 de poids d'eau réglable à volonté. Cet accumulateur est, en outre pourvu d'un cylindre à air 29, avec piston fixe 31, et dont on peut faire communiquer les deux extrémités par le robinet 8, qui en règle la compression ; la conduite L communique avec celle

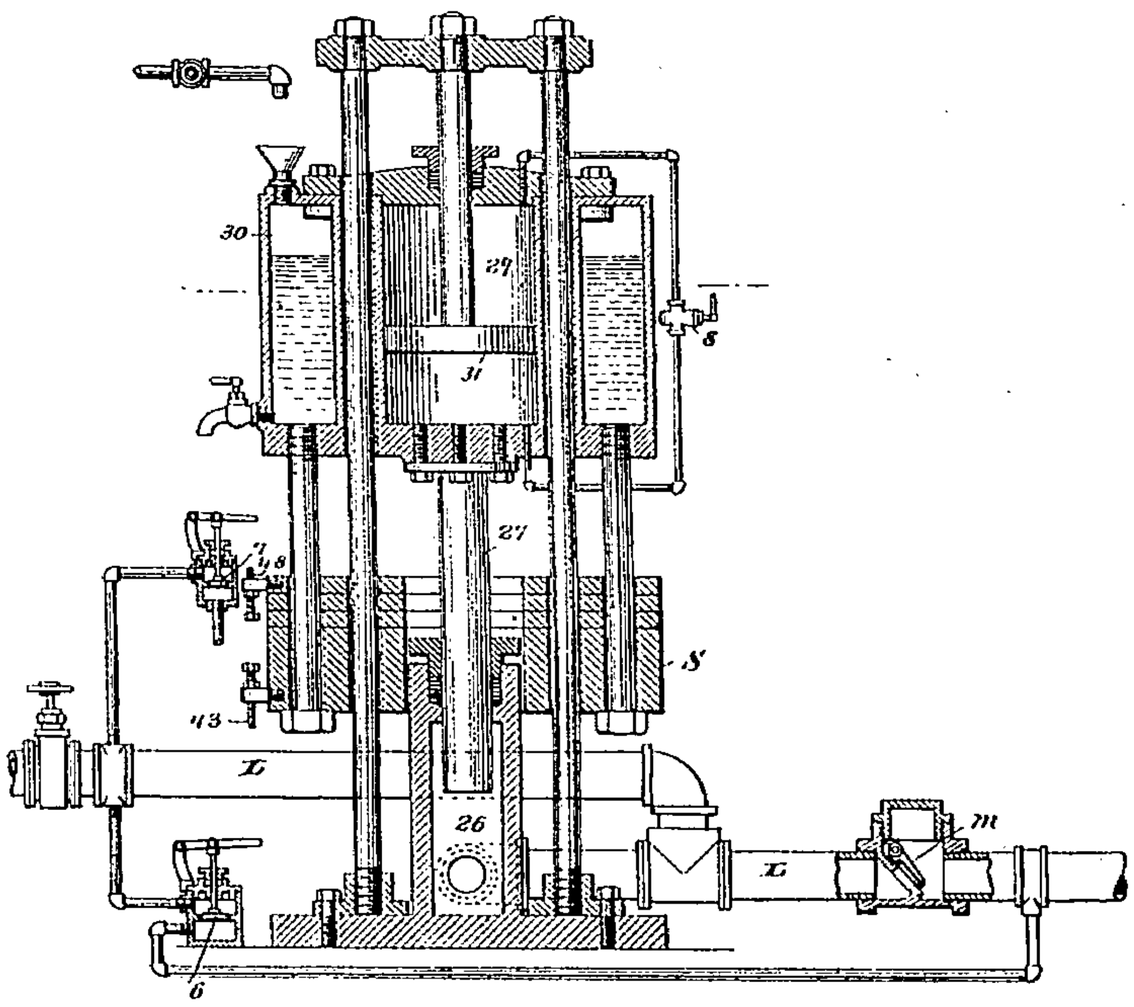


Fig. 30. — Pompe *Worthington*.

du refoulement par le clapet de retenue *m*. On peut fournir de l'eau à l'accumulateur en ouvrant la valve 6, ordinairement fermée par la pression du refoulement, et en retirer en ouvrant la valve 7. Le cylindre 29 agit comme ressort atténuateur des variations de pression aux départs et arrêts de l'accumulateur. Si la pression du refoulement tombe au-dessous de celle de l'accumulateur, le clapet *m* s'ouvre, et soulage ainsi la pression sur les compensateurs; le jeu automatique des valves 6 et 7 par les tocs 43 et 48 assurent le remplissage normal de l'accumulateur. — **Vogel**, Bitterfield, Allemagne (*Brevet américain 73079 de 1903*) A' distributions croisées, celles des cylindres *a* et *b* (fig. 31) étant conduites respectivement par les renvois *no* et *pq*. En fig. 61, les pistons *e* et *f* se meuvent vers la droite; *f* a juste ouvert le refoulement de *d*, et les pistons *g* et *h* commencent leur mouvement vers la droite ; en fig. 32, *ef* est en fond de course à droite, *h* commence l'ouverture du refoulement de *c*, et *ef* commence son mouvement vers la droite gauche. En fig. 63, *ef* est à mi-course à gauche, *f* découvre l'aspiration de *d*, et *gh* est au point mort, au commencement de leur retour à gauche ; en fig. 64, les pistons *ef* sont au fond de course à gauche et commencent leur retour à droite, quand *h*, en allant vers la gauche, vient d'ouvrir l'aspiration de *d*. Le piston de la pompe de droite reste stationnaire jusqu'à ce que celui de la pompe de gauche ouvre le canal correspondant, et vice versa, ce qui s'obtient en disposant les leviers *p* et *n* de manière à donner les recouvrements voulus aux tiroirs de *a* et de *b*; en outre, pour atténuer la brusquerie des changements de courses, les conduites d'admission *rr'ss'* et d'échappement *tt'uu'* sont disposés de manière à maintenir des

coussins de vapeur après le passage des conduites d'échappement par les pistons. Lorsque les tiroirs-pistons *e* et *f* des pompes sont à recouvrements *f* et *h'*, on peut marcher à haute pression

Fig. 31. Fig. 33.

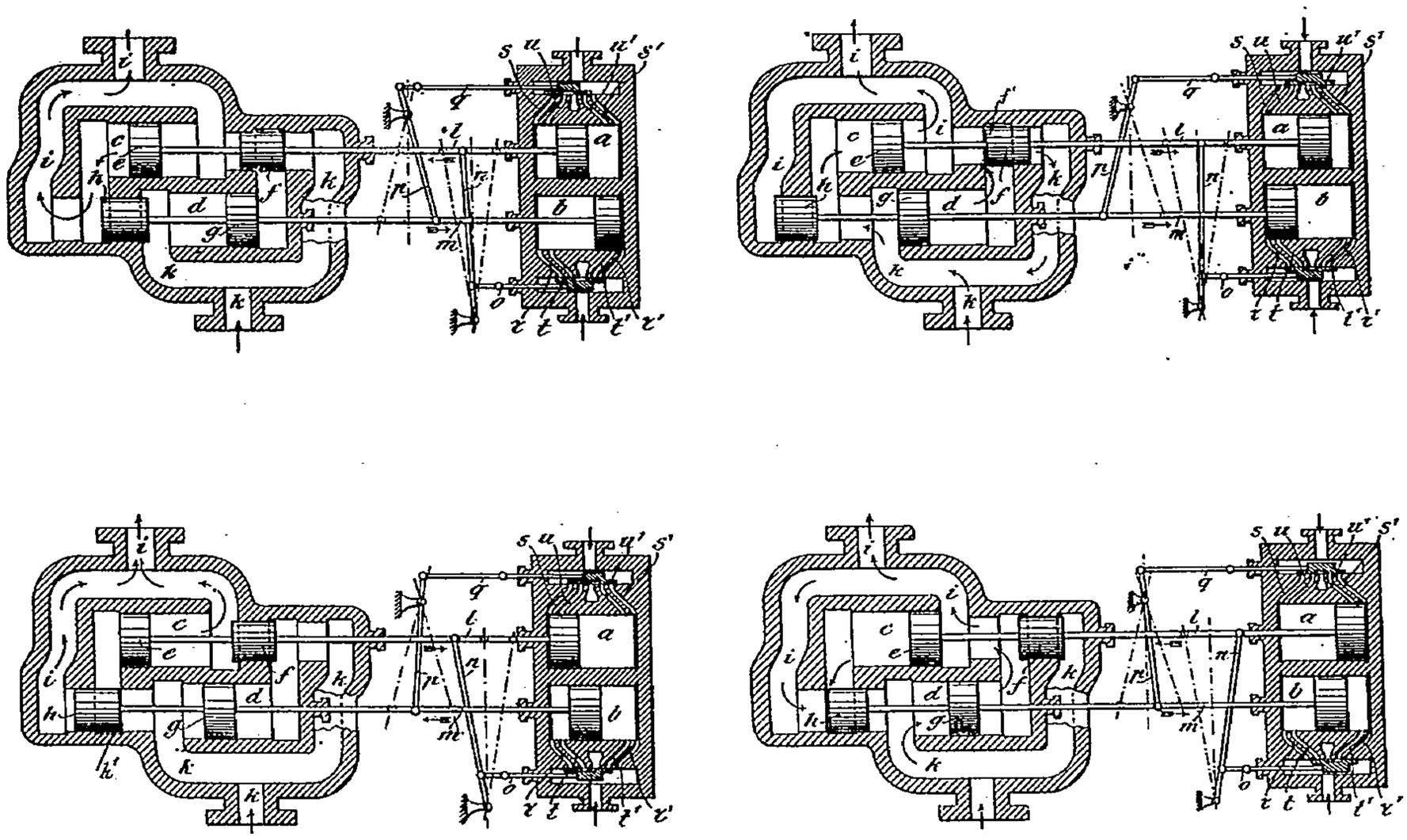


Fig. 32. Fig. 34.

Fig. 31 à 34. — Pompe *Vogel*.

de refoulement ; c'est ainsi que *f* n'ouvre la communication de *d* avec le refoulement *i* qu'après la demi-course du piston moteur *e* (fig. 31) et que *h'* ne fait (fig. 34) communiquer *c* avec l'aspiration *k* qu'après la demi-course de *g*.

Rendement des émulseurs, d'après M. **H. Maxwel** (*The Engineer, 14 août 1903, p. 173*). L'un des plus employés est celui de *Pohle*, décrit dans la *Revue de Mécanique de septembre 189, p. 288*. Si l'on désigne par X le volume d'air, pris à la pression atmosphérique et fourni à l'émulseur, en pieds cubes ou en litres par minute, V le volume d'eau levé en gallons ou en litres par minute à la hauteur H, en pieds ou en mètres, X est donné, en mesures anglaises, par la formule $X = VH/125$, et en mesures françaises par $X = VH/5$. La vitesse de l'air dans le tuyau d'injection ne doit guère dépasser 6 mètres par seconde. A Tunbridge Wells, la colonne d'eau a 180 millimètres de diamètre, le tube d'air, primitivement de 40 millimètres, a été porté à 63 millimètres, ce qui permet de réduire la pression de l'air de 7 kg. 35 à 6 kg. 4 pour une hauteur de refoulement de 36 mètres en moyenne. Dans un essai de 10 heures 1/4, on a élevé 141 mètres cubes d'eau à 40 mètres, alors qu'une pompe ordinaire à simple effet, installée aussi à l'étroit, n'aurait pu débiter que 82 mètres cubes. La dépense d'installation totale, avec 2 compresseurs à moteurs compound et condenseur, a été de 84.375 francs. Le meilleur rendement a été obtenu avec un rapport de l'immersion de la conduite d'air à la hauteur de levée de l'eau variant de 3/1 au départ à 2,2/1 en pleine marche, et un volume d'air égal à 2,69 fois celui de l'eau montée ; le rendement a été, dans ce cas, de 36,8 p. 100, rapporté à la puissance indiquée aux moteurs, et de 46 p. 100, en eau montée, rapporté à la puissance indiquée aux compresseurs. Dans l'essai n° 4, les rendements tombèrent à 17,7 et 22 p. 100, parce que le rapport de l'immersion à la levée était tombée à 1,3. Le tableau ci-dessous donne les résultats de quelques installations d'émulseurs. Dans l'installation de Grinnel (Iowa) la levée était de 78 mètres ; la colonne d'eau avait 90 millimètres de diamètre et le tuyau d'air 50 millimètres extérieur ; elle plongeait de 172 mètres, avec une immersion de 90 mètres : rapport de l'immersion à la levée 1,16 ; les compresseurs étaient assez défectueux ; l'on débitait, avec une pression d'air de 9 kg. 125, environ 34 mètres cubes par heure, rendement moyen 29,6 p. 100. Ces émulseurs conviennent pour des installations isolées, en raison de leur bon marché d'installation et d'entretien, de leur surveillance facile ; il faut que le niveau de l'eau ne varie que peu, et bien déterminer le meilleur rapport de l'immersion du tuyau d'air à la levée moyenne ; dans les eaux ferrugineuses, l'air oxyde et précipite en grande partie le

fer de l'eau entraînée ; la dépense de combustible est plus considérable qu'avec une pompe à vapeur ou à moteur à pétrole, mais cette infériorité peut être compensée, dans des conditions favorables, par le bon marché de l'entretien et de l'établissement.

Essais de l'émulseur de Tunbridge Wells.

NUMÉROS de l'essai	HAUTEUR DE REFOULEMENT au commencement	HAUTEUR DE REFOULEMENT à la fin	DÉBIT D'EAU par minute e	DÉBIT D'AIR par minute à la pression atmosphérique a	RAPPORT $\frac{a}{e}$	RAPPORT DE L'IMMERSION des tuyaux d'air à la levée au commencement	RAPPORT DE L'IMMERSION des tuyaux d'air à la levée à la fin
	m.	m.	lit.	lit.			
1	25,30	32	295	775	2,69	3,01	2,2
2	27	39	350	1.720	4,8	2,8	1,6
3	28,30	37,30	275	1.300	3,5	2,6	1,72
4	36	48	240	2.000	8,4	1,8	1,13
5	31	38	336	1.910	5,7	2,27	1,69
6	33	37,30	332	1.810	5,4	2,1	1,71
7	29	34	319	1.180	3,7	2,46	1,96

Essais de différents émulseurs.

	NUMÉROS	IMMERSION du tuyau d'air i	LEVÉE h	RAPPORT $\frac{i}{h}$	DIAMÈTRE du tuyau d'air	DIAMÈTRE du tuyau deau	DÉBIT par minute eau e	DÉBIT par minute air a	RAPPORT $\frac{a}{e}$	PRESSION DE L'AIR	PUISSANCE indiquée au moteur M	PUISSANCE indiquée au compresseur C	RAPPORT $\frac{C}{M}$	RENDEMENT en eau montée par rapport à M	RENDEMENT en eau montée par rapport à C	VITESSE DE L'EAU EN mètres par seconde
		m.	m.		mm.	mm.	lit.	lit.		k.			%	%	%	m.
Sucrerie de Glogau.....	1	28,5	12,9	2,22	76	165	336	955	2,91	3,2	30,96	27,47	89	19,3	22,3	1,75
	2	28	13,5	2,07	76	165	450	1.270	2,84	3,2	40,43	35,12	87	20,8	24,3	2,25
	3	28,5	12,9	2,22	76	165	460	1.500	3,1	3,2	50,15	42,54	84,6	17	20,1	2,40
	4	28,5	12,9	2,22	76	165	465	1.900	3,98	3,5	70,64	59,16	83,6	12,2	14,8	2,45
Chantier à Zeviekou.....	5	19	13,5	1,4	125	192	637	1.590	2,43	2,1		42			29,5	2,35
à Brostow près Friedheim.	6	91	61	1,48	25	50	27	128	4,8	9,8		10,52			21,6	1,30
Usine Solvay à Saaralben.	7	123	70	1,76	40	62	35	265	5,84	12		19,4			20	1,30

Prise d'incendies Etchell, Liver St., Manchester (*Brevet anglais 25772 de 1902*). L'injecteur C (fig. 35) qui reçoit l'eau sous haute pression de ME et celle de basse pression de AB, refoule le jet d'incendie par D. La pression en D se communique, par $d'g'$, sous le piston G, chargée d'un poids W, et qui, par le levier g, ferme l'admission F de l'eau sous pression en C, dès que la pression en D atteint la valeur fixée par W. Dès que cette pression tombe, par l'ouverture d'une bouche d'incendie, sur D, W rouvre l'admission de l'eau de haute pression en C.

Pulsomètre Haussmann, Burg, près Magdebourg (*Brevet anglais 104 de 1902*). A deux cloches k et k' (fig. 36) avec clapet de vapeur u, d'aspiration x' et de refoulement y', complétés par deux injecteurs a-a au bas des cloches, dont le tube a communique par d avec le refoulement et peut se régler par la vis f de manière à ajuster son débit autour du cône c. L'étanchéité est assurée par la membrane i. Quand l'une des cloches k ou k' est remplie de vapeur et que la valve u vient de se renverser, son injecteur y injecte de l'eau qui provoque une condensation rapide de la vapeur et l'aspiration par x', et cette injection peut se régler facilement de manière à assurer le bon rendement de l'appareil.

Roues Pelton. Régulateur Watson Laidlaw (*Engineering, 18 septembre 1903, p. 386*). L'eau sous pression arrive à la roue, de D (fig. 37), au travers du pointeau A, poussé de bas en haut par la pression de l'eau et de haut en bas par celle de son ressort ; des trous E font communiquer l'eau sous pression avec l'intérieur B de A, de sorte que, si le tiroir E ferme l'échappement G, la pression de l'eau devient égale sur et sous A et permet au ressort de le fermer. La position du tiroir E est commandée par un régulateur à masses centrifuges H H, entraînées par le plateau J, et qui entraînent, par leur frottement sur le cuir de sa jante, la poulie K, dont la chaîne actionne le tiroir E, rappelé

par un ressort. Ce régulateur, appliqué aux roues Pelton commandant des essoreuses, donne

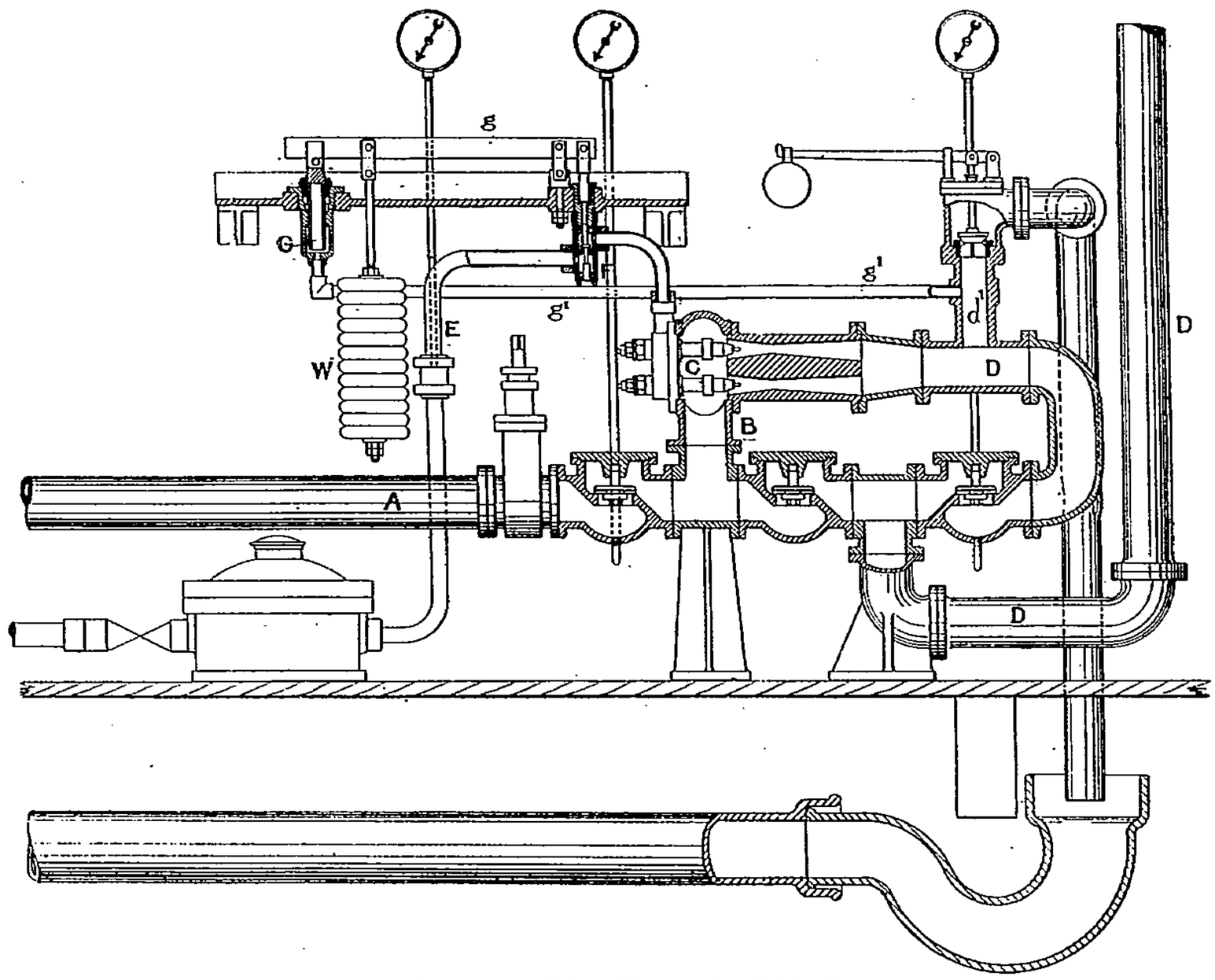


Fig. 35. — Prise d'incendies *Etchell*.

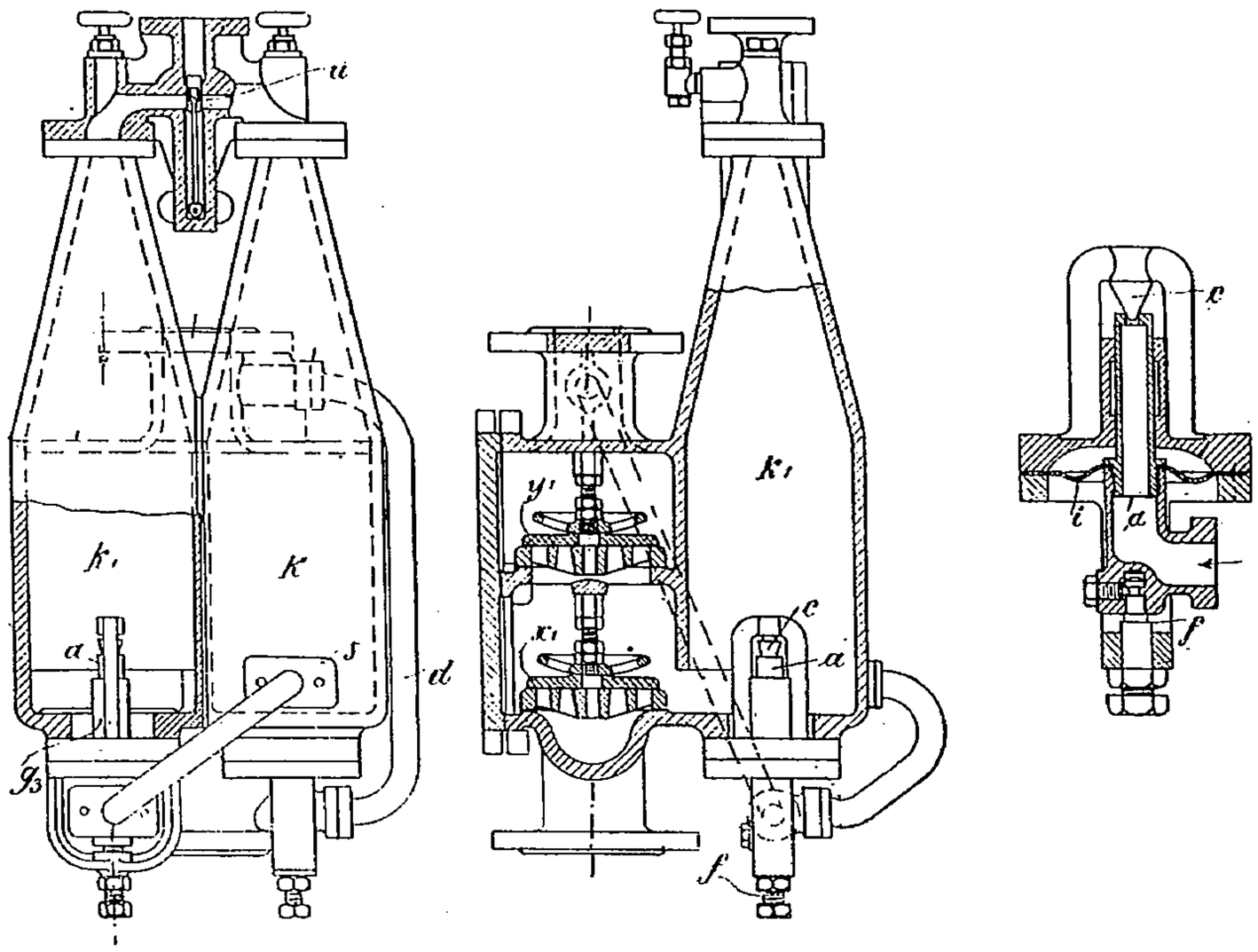


Fig. 36. — Pulsomètre *Haussmann*.

une marche très régulière. — **Régulateur Pitman.** Boshury, Ledbury (*Engineering*, 29 *avril*,

p. 617). Le régulateur agit (fig. 38) par un changement de marche à trois pignons et friction, sur l'arbre d'une vis sans fin qui commande un déflecteur déviant de la roue une plus ou moins grande

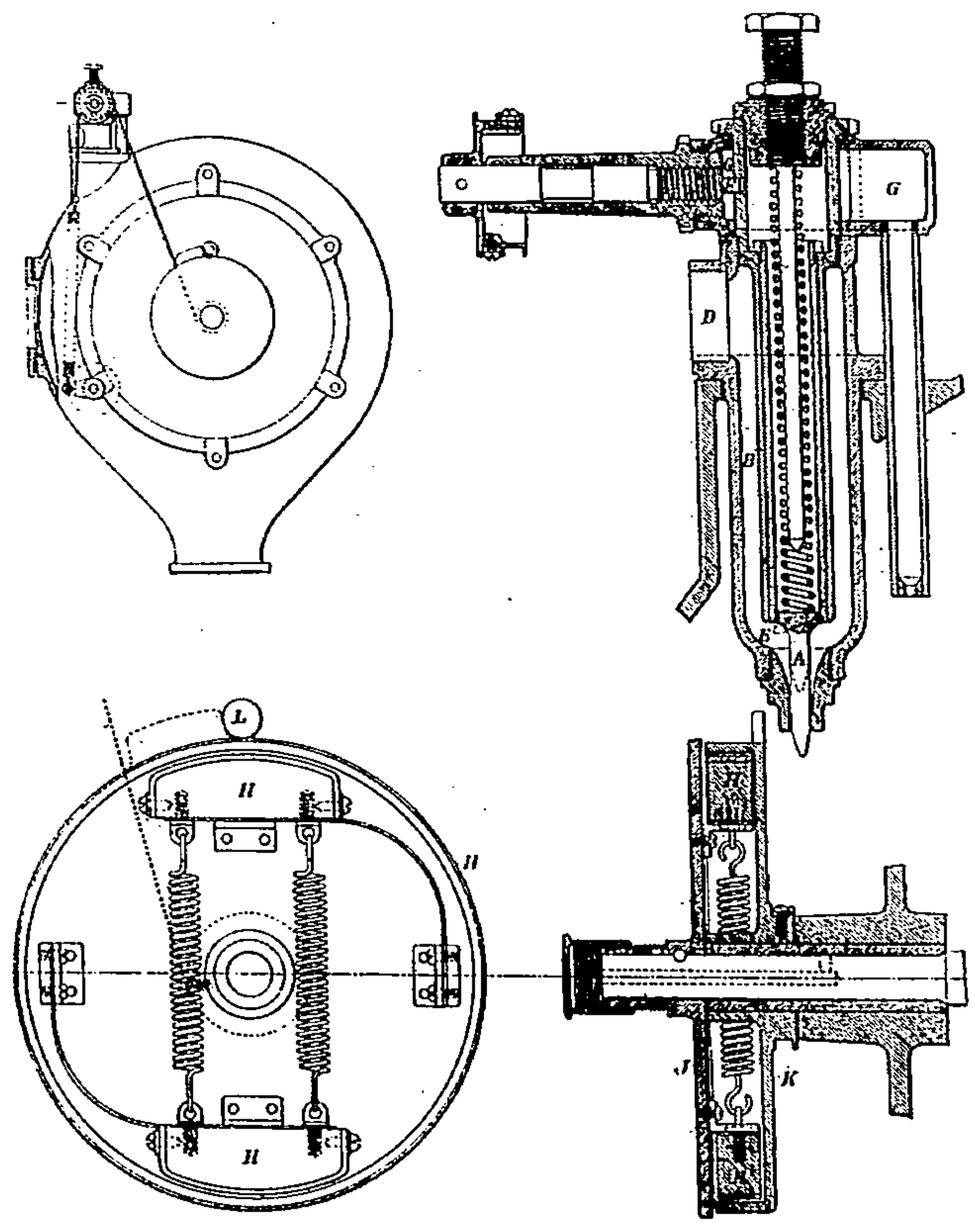


Fig. 37. — Roues *Pelton*. Régulateur *Watson Laidlaw*.

partie du jet. La variation de la vitesse, en passant de la marche à vide à la pleine charge, ne dépasse pas 3 p. 100.

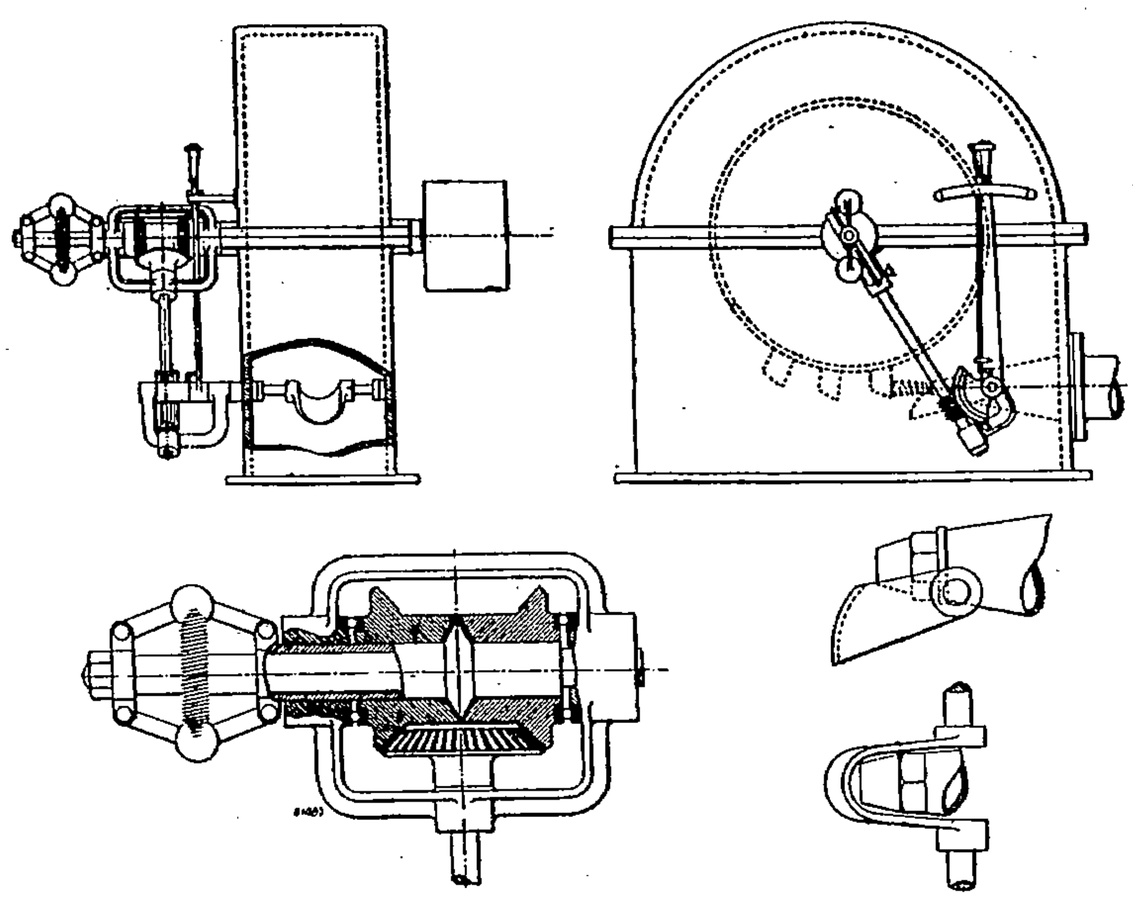


Fig. 38. — Roues *Pelton*. Régulateur *Pitman*.

Roues Pelton. Expériences de M. G. J. *Henry* (*Engineering, News, 8 octobre et Scientific american Supplement, 14 novembre 1903*). Mémoire présenté à la *Pacific Coast Electric Transmission Associa-*

tion, San Rafael, Californie, 16 juin 1903). Les pertes par les aubes proviennent (1) de la vitesse avec laquelle l'eau quitte l'aube : vitesse absolue (2) du frottement de l'air et de la surface intérieure des aubes (3) de l'air emprisonné dans les aubes (4) des variations de la forme du jet et des variations correspondantes du choc et de l'écoulement de l'eau sur les aubes (5) de l'eau emprisonnée dans les aubes (6) des tourbillons dans les aubes (7) de ce que l'eau n'abandonne pas toute son énergie aux aubes, conséquence de la perte n° 1. Les remèdes généraux à ces pertes sont les suivants (1) l'aube doit prendre l'eau par une surface tangente à l'arrivée du jet et le renvoyer autant que possible à 180° de cette direction (2) l'eau doit se mouvoir sur des surfaces à courbes douces comme sur les roues Pelton (fig. 39 et 39 *bis*) en s'y épanouissant graduellement sans y rencontrer d'arrêtes ou d'angles brusques et s'en échapper en lame mince étalée en éventail sur les côtés ; on réduit ainsi au minimum le frottement de l'eau et de l'air (3). L'emprisonnement de l'eau n'occasionnera que très peu de pertes

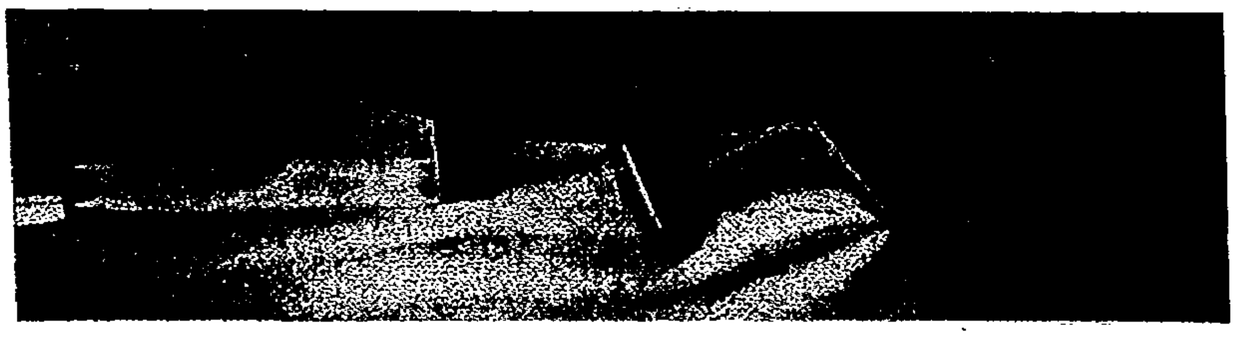


Fig. 39. — Roue *Pelton* en pleine marche. L'eau sort des aubes parallèlement à la direction de son entrée et l'aube d'avant pénètre dans le jet sans choc.

si les surfaces des aubes sont polies et disposées de manière que l'eau s'en échappe facilement après y avoir dépensé son énergie (4). Il faut ajouter à ces pertes celles provenant de l'action de la roue comme ventilateur, du frottement des paliers et du vannage des conduites. En tenant compte de toutes ces pertes, le rendement atteint souvent 80 p. 100, tandis que, en ne tenant compte que des pertes aux aubes, il s'élève parfois à 90 p. 100 dans des essais de laboratoire. La principale perte aux aubes est celle n° 1, due à la vitesse absolue de sortie de l'eau. Les aubes doivent être en nombre suffisant pour absorber la totalité du jet, le renvoyer à angle droit de sa direction d'entrée à juste la vitesse nécessaire pour dégager l'aube suivante, et ce, avec une surface d'aube la moindre possible de manière à réduire au minimum le frottement de la roue dans l'air. Les aubes peuvent se diviser en

Fig. 39 *bis*. — Roue à aubes *Dodd* déchargeant l'eau sous le point d'entrée et renvoyant la totalité du jet.

deux classes suivant que leur forme varie des deux côtés de leur arrête médiane ou que l'on fasse varier la forme de bord de l'entrée. Les fig. 40 représentent l'action de l'eau sur une aube de roue Pelton en fonctionnement normal à l'entrée, de l'eau, au milieu de son action et à la sortie ; la fig. 41 représente cette même action de l'eau sur une roue Pelton engorgée, ce qui montre que les roues et leurs aubes doivent satisfaire non seulement aux conditions générales précédentes, mais être établies, chaque fois, en tenant compte de la vitesse et de la grandeur du jet ; et il ne suffit pas, pour cela, de modifier simplement la forme des aubes par similitude. Le jet ne saurait se diviser également sur l'arête médiane de l'aube, puis s'y étaler convenablement de chaque côté si la surface des augets présente, comme en fig. 42, une concavité avec un point de profondeur maxima ; il se forme des tourbillons en *a*, des divisions du jet en *c*, des recoupements de la décharge en *b* et des fuites d'eau en *e*. Les fig. 43 et 44 montrent l'effet des nœuds ou tourbillons sur la sortie de l'eau et le dégagement des aubes successives. Les aubes, divisées ou non par une arête centrale qui partage,

comme en fig. 45, le jet en trois, doivent avoir une large arête horizontale d'entrée, ne jamais enlever cette lèvre comme en fig. 42. Il se produit sur les aubes des érosions dues à l'entraînement de matières érosives par le jet et aussi des piqûres dues à des actions chimiques assez complexes par le dégagement des gaz de l'eau au sortir du jet sous-pression ; ces corrosions se produisent aussi

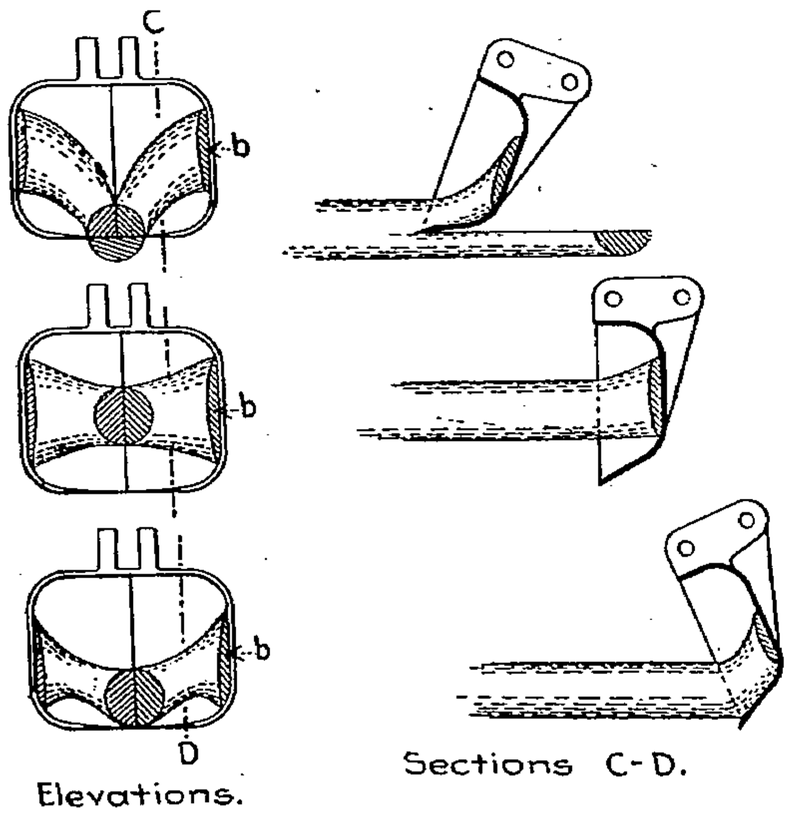


Fig. 40.

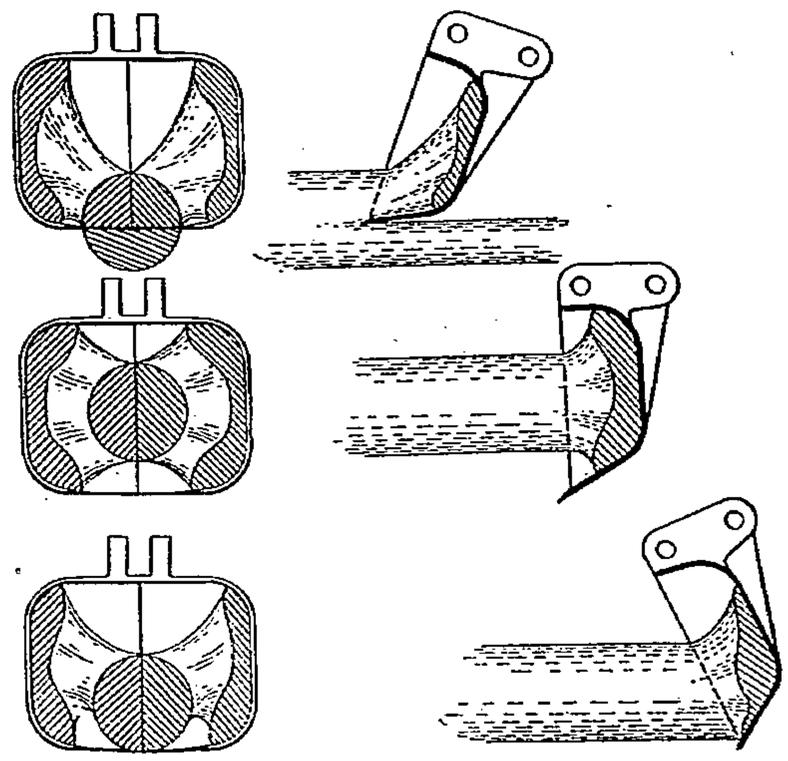


Fig. 41. — Roue *Pelton* surchargée.

à l'embouchure du jet et peuvent arriver, à la longue, à diminuer considérablement le rendement ; on y remédie en entretenant soigneusement la peinture du fond des aubes. — **Roue Pelton pour laminoir d'Avon** (*The Engineer, 4 décembre, p. 514*). Dans une fabrique de fer blanc, près de Port Talbot, Cornouailles, produisant 200 tonnes par semaine. Deux roues de 6 m. 30 de diamètre

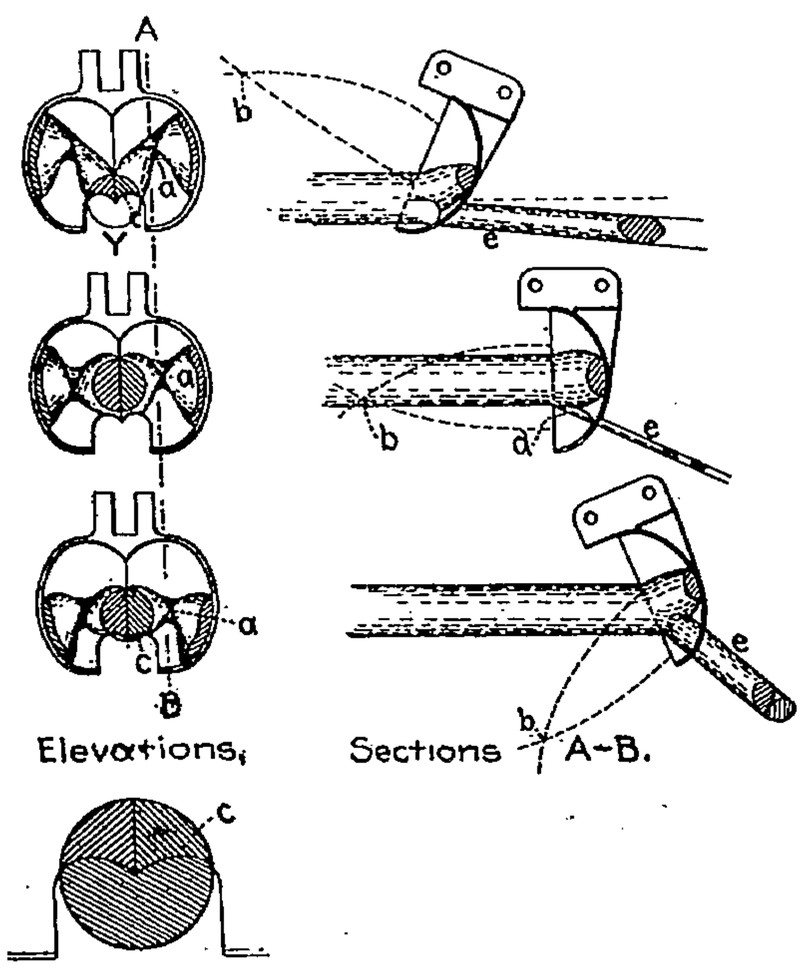


Fig. 42. — Aube à double courbure. Effet de l'enlèvement de la palette en *c*.

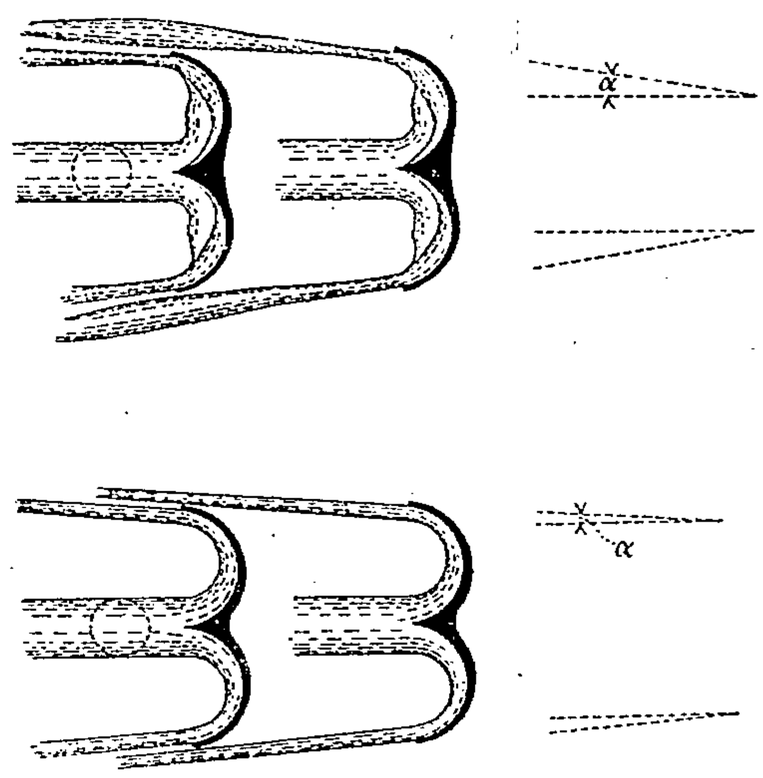


Fig. 43.

(fig. 46), poids 11 tonnes, alimentées par une chute de 30 mètres amenée par un tuyau de 965 millimètres de diamètre avec deux branchements de 685 millimètres; chaque roue a deux ajutages ; et son débit est régularisé par une cataracte hydraulique commandant la valve d'entrée. Chaque roue est doublée d'un volant de 50 tonnes. La cataracte est réglée par un régulateur à force centrifuge. L'arbre de ces roues attaque directement le train de laminoir.

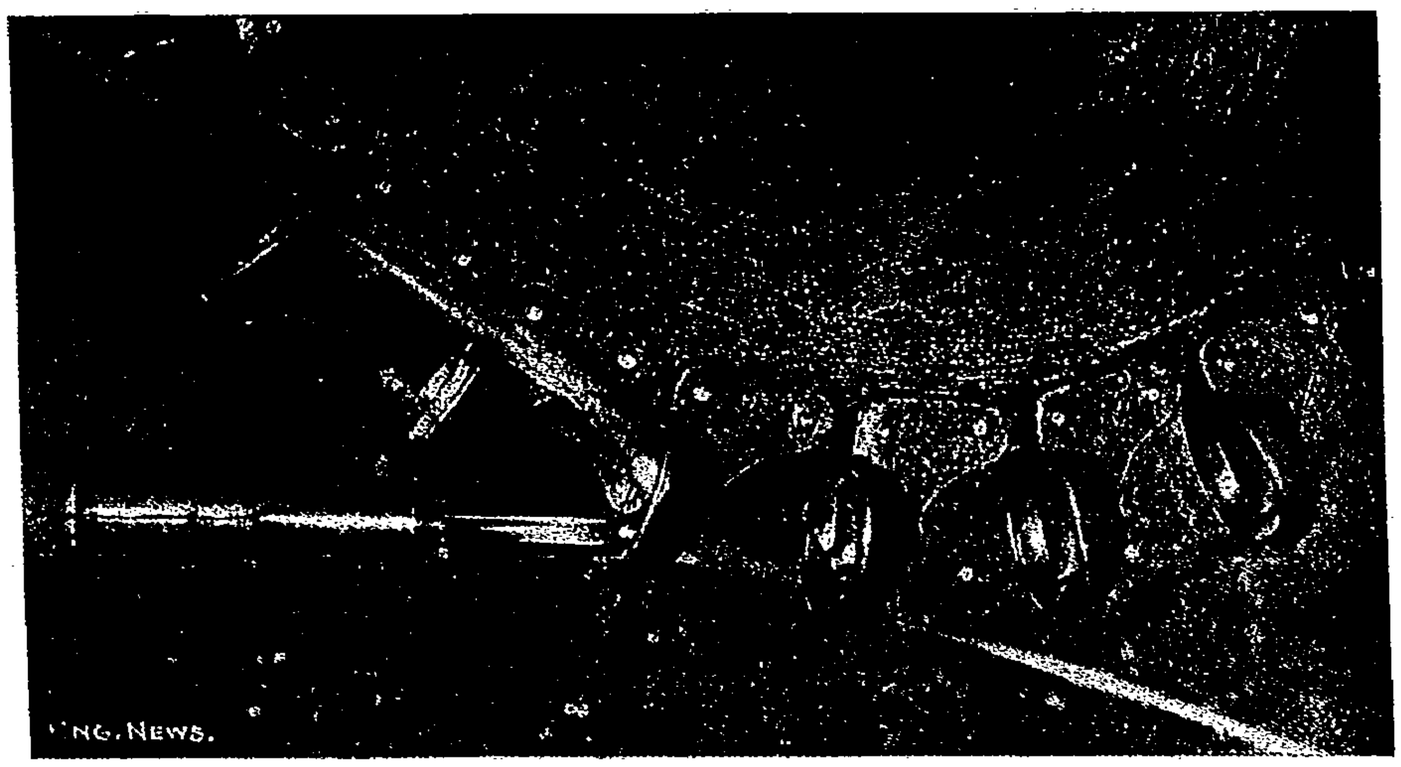


Fig. 44. — Roue à auges ellipsoïdales montrant la division du jet en deux plans avec nœuds comme en fig. 73.

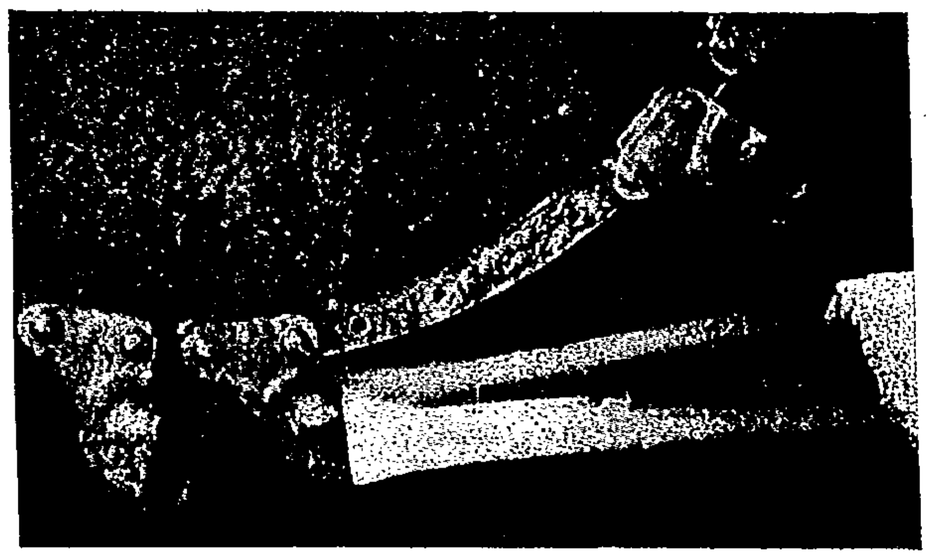


Fig. 45. — Division du jet en deux lames parallèles.

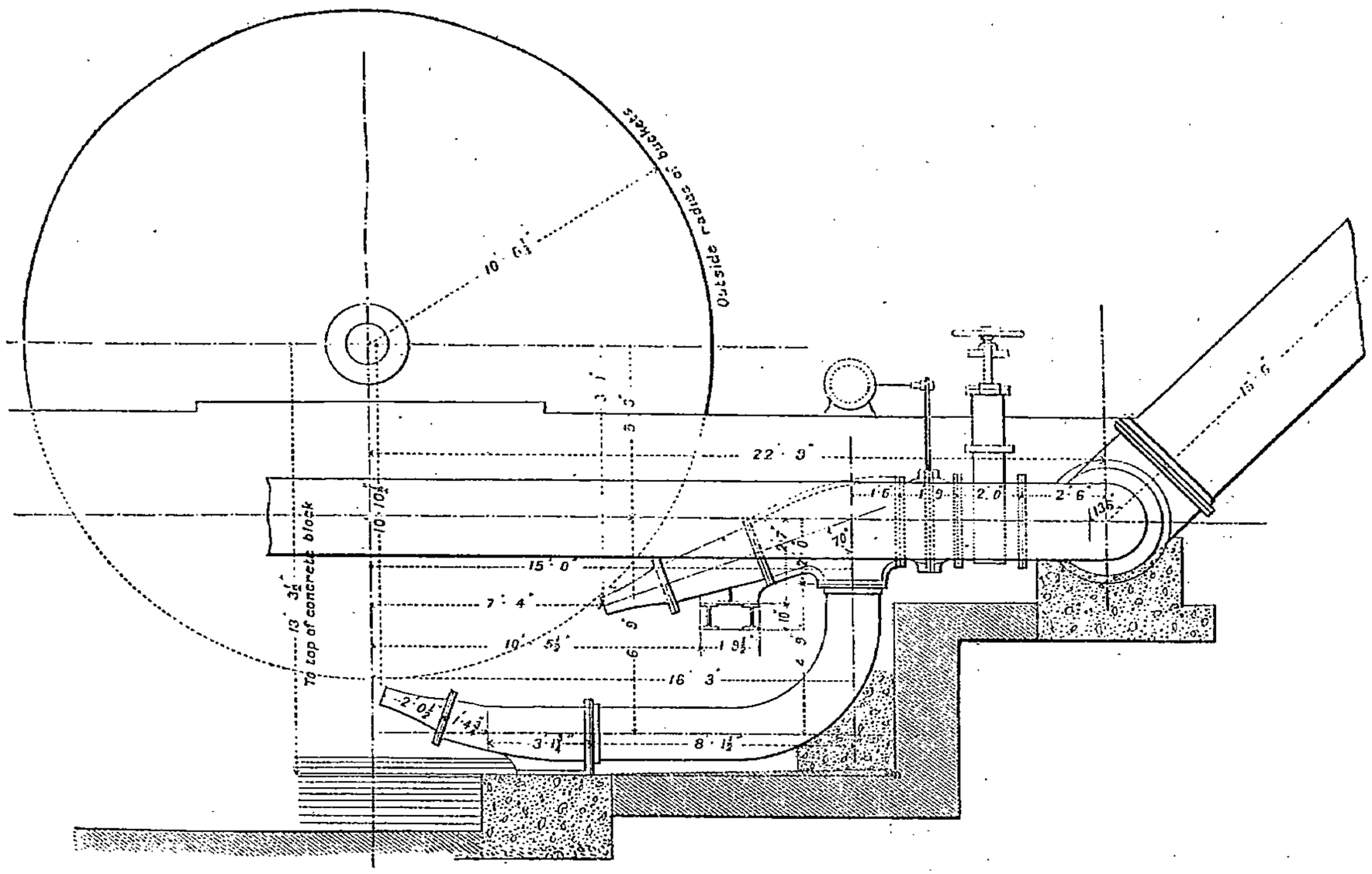


Fig. 46. — Roue *Pelton* de 6 m. 30 pour laminoir.

TURBINES du Niagara (*Engineering Record, novembre et décembre 1903*). Cette installation com-

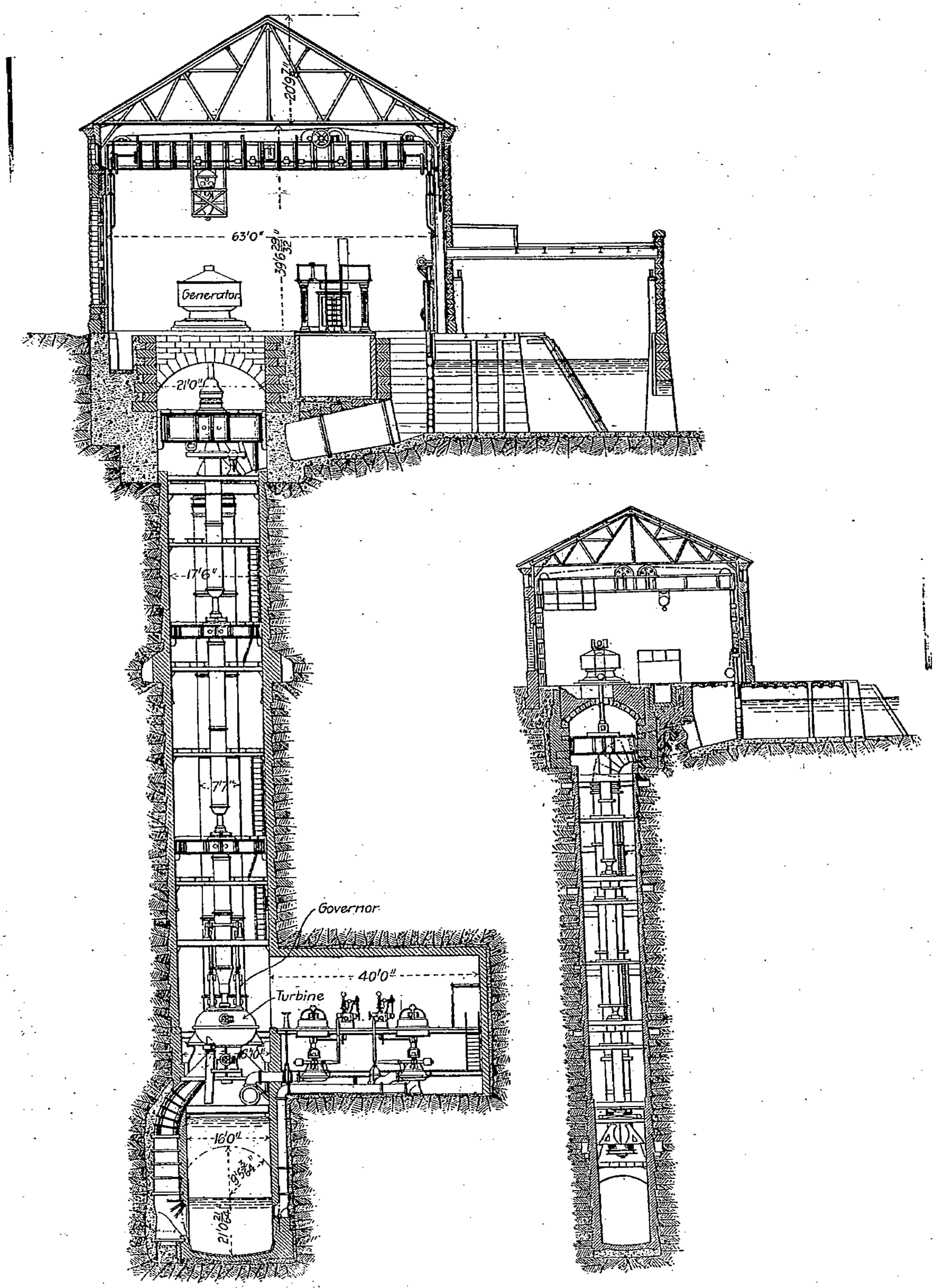


Fig. 47. — Turbines du *Niagara*. N° 1 et n° 2.

prend deux usines (fig. 48) : la n° 1 avec 10 unités de 5.000 chevaux et la n° 2 avec 11 unités de 5.500

chevaux, dont le total absorberait 280 mètres cubes d'eau par seconde. Dans les deux installations, les turbines attaquent directement leurs dynamos par des arbres verticaux (fig. 47) et reçoivent chacune leur eau d'un tuyau de 2 m. 30 de diamètre sous une chute de 43 mètres environ ; les turbines sont du type centrifuge dans l'usine n° 1 et centripète dans la n° 2. Les nouvelles turbines du n° 2,

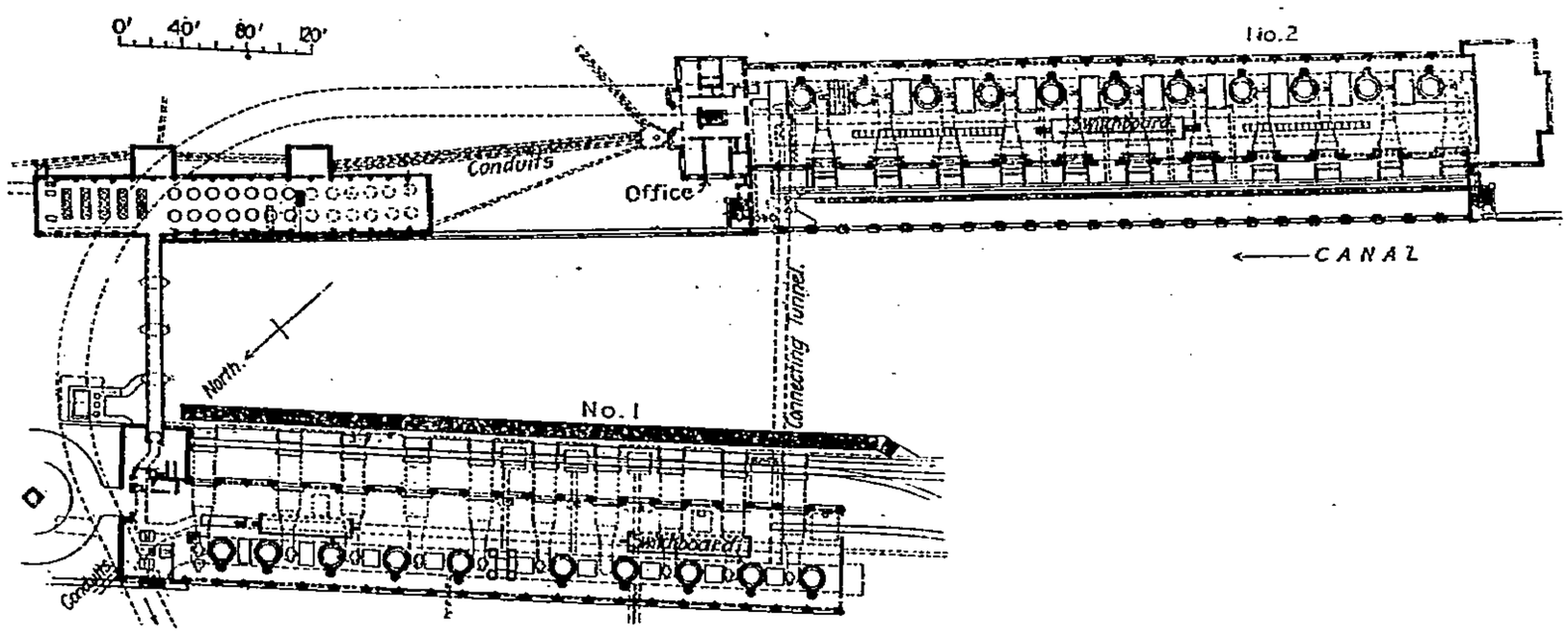


Fig. 48. — Turbines du *Niagara*. Plan de l'ensemble.

du type Escher Wyss, donnent 5.500 chevaux sous une chute moyenne de 43 m. 50 à la vitesse de 250 tours ; les turbines du n° 1, du type Piccard et Pictet, donnent 5.000 chevaux, sous une chute de 41 mètres, avec un rendement de 75,5 p. 100. Dans les deux cas, le poids des masses tournantes est suréquilibré (fig. 49) par un piston ; une butée, en haut de l'arbre, reçoit la différence entre

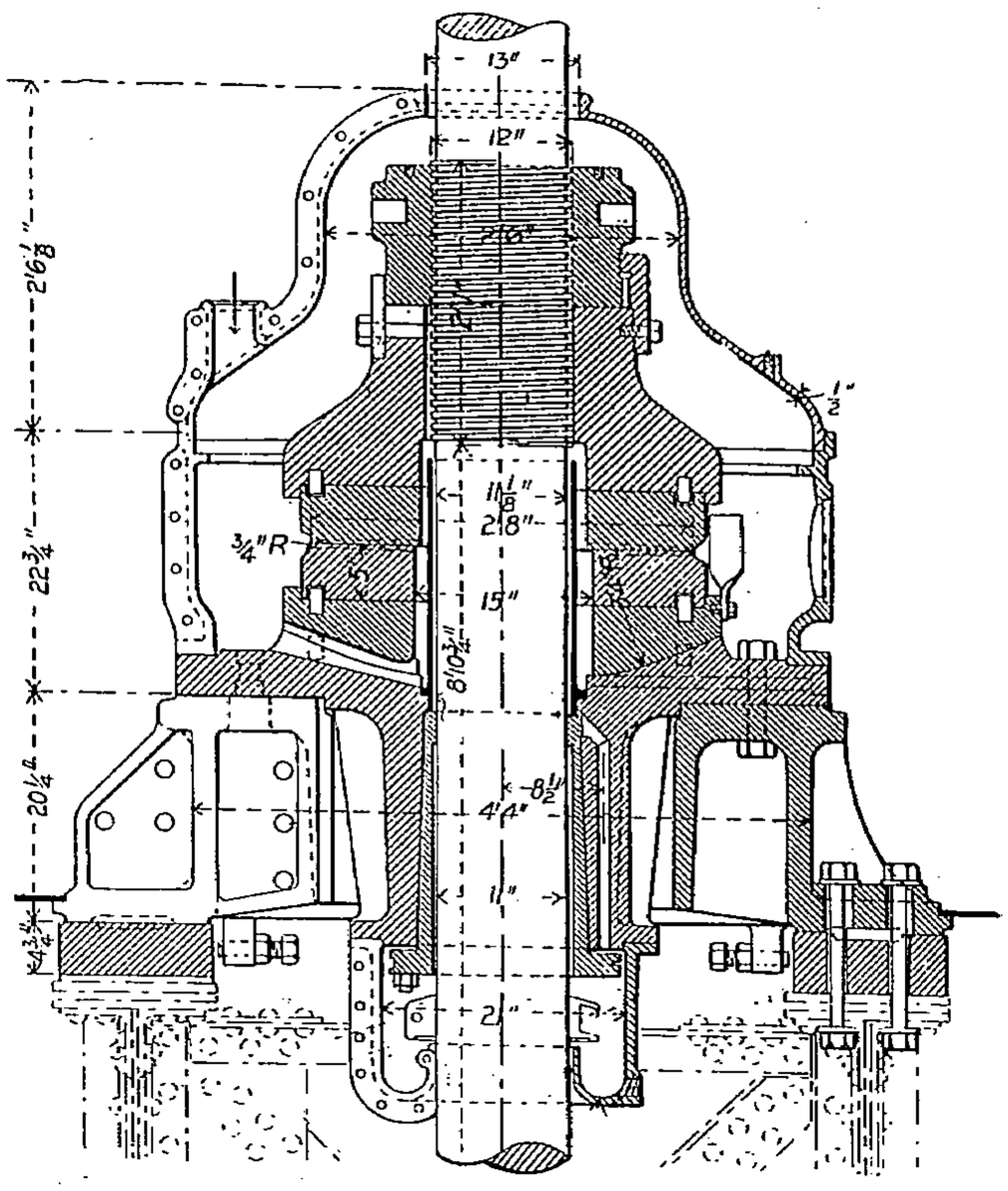


Fig. 49. — Détail de la suspension.

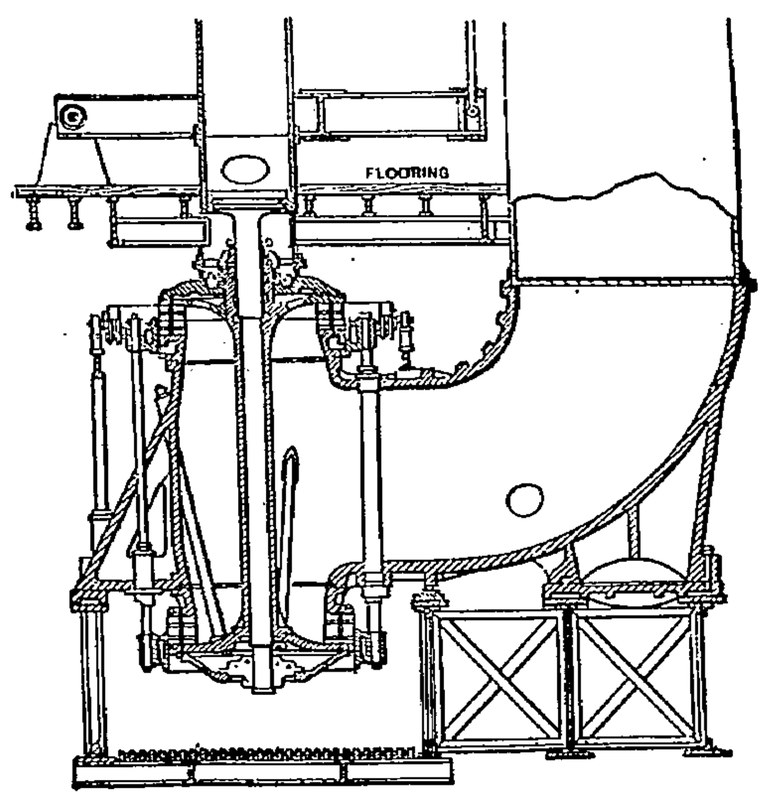


Fig. 50. — Turbine de 5.000 chevaux.

la poussée du piston et ce poids ; dans le n° 1, ce piston est en communication directe avec la chambre de la turbine, et sa charge était souvent diminuée par l'encombrement des glaçons dans le tuyau d'arrivée ; de là, une surcharge des anneaux de butée, en sens inverse de leur destination, à laquelle on a remédié, dans le n° 2, en faisant admettre sous le piston équilibreur de l'eau sous

pression par un tuyau séparé. La roue des nouvelles turbines est en bronze, avec 21 aubes, et pèse 1.800 kilog. ; les directrices sont au nombre de 25 ; diamètre de la roue 1m. 60, diamètre total de la turbine 3 m. 60. La roue des turbines du n° 1 a 32 aubes et 36 directrices, le diamètre extérieur de la turbine est de 2 m. 10. Dans les n° 2 l'enveloppe des directrices est (fig. 51) très élargie de manière a pouvoir recueillir les pierres passées aux grilles du haut et les évacuer par le tuyau marqué « Rock Discharge ». Le réglage de ces nouvelles turbines, construites par Morris, de Philadelphie, ont un vannage annulaire, constitué par un anneau de bronze qui se déplace verticalement entre la roue et les directrices, avec arête coupante pour trancher les débris ; dans les anciennes turbines, cet anneau est extérieur aux directrices et les ouvre en montant (fig. 50). Dans les deux cas, les arbres des turbines sont en tubes de 965 millimètres de diamètre × 10 d'épaisseur, réunis par des manchons massifs de 280 millimètres de diamètre au passage des paliers (fig. 47) ; ils leur sont fixés par des pièces coniques creuses en acier ; les paliers guides sont écartés de 12 mètres environ et de 500 millimètres de long, lubrifiés au graissage forcé. Les butées des

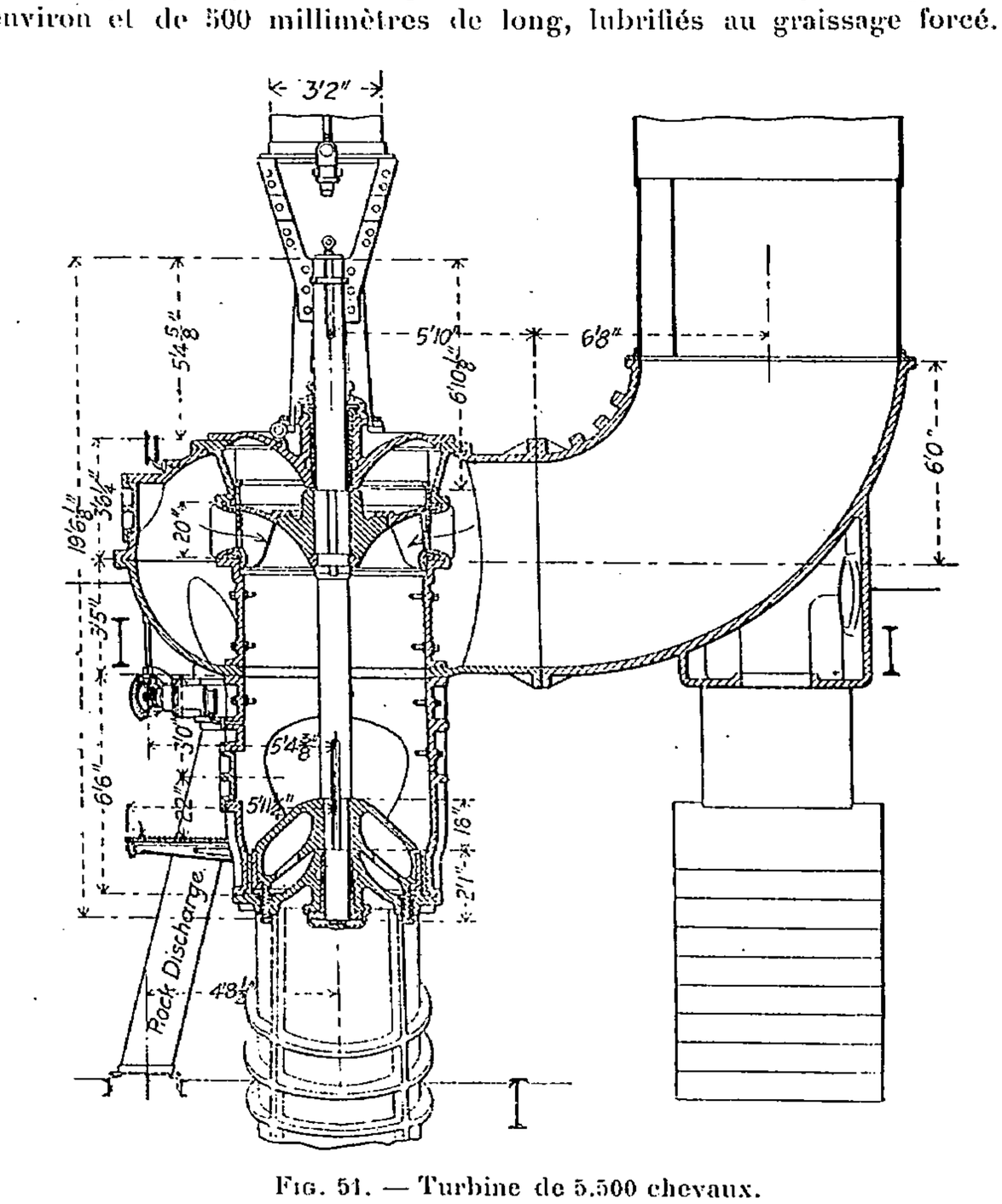


Fig. 51. — Turbine de 5.500 chevaux.

turbines n° 2 sont (fig. 52) constitués par deux disques en fonte, l'un fixe et l'autre tournant avec l'arbre, de 863 millimètres de diamètre × 125 d'épaisseur, et une chambre annulaire de 480 de diamètre intérieur et 660 extérieur. Le poids des pièces tournantes ; turbines arbre et dynamo est de 71 tonnes et le piston équilibreur annule cette charge à 900 kilog. près, de sorte qu'il suffit d'une pression d'huile de 0 kg. 035 pour équilibrer cette différence et de 21 kilog. pour porter toute la charge. Dans l'une des nouvelles turbines, on a employé, pour ce graissage, un système mixte permettant d'envoyer aux disques soit de l'huile sous faible pression, venant de la circulation générale du graissage, soit de l'huile à haute pression par une pompe spéciale débitant 114 litres par minute, sous la pression de 28 kilog. L'huile pénètre dans le disque fixe en deux points diamétralement opposés et passe par les saignées indiquées en fig. 52 ; dans d'autres turbines, les disques tournent dans un bain d'huile sans pression. Dans les deux cas, les disques tournent dans une enveloppe avec regards éclairés, permettant de les observer, et thermomètre donnant la température de l'huile. Le disque fixe est attaché à une rondelle sphérique de 1 m. 016 de rayon qui permet à l'arbre un certain jeu. L'huile est refroidie par une circulation d'eau au

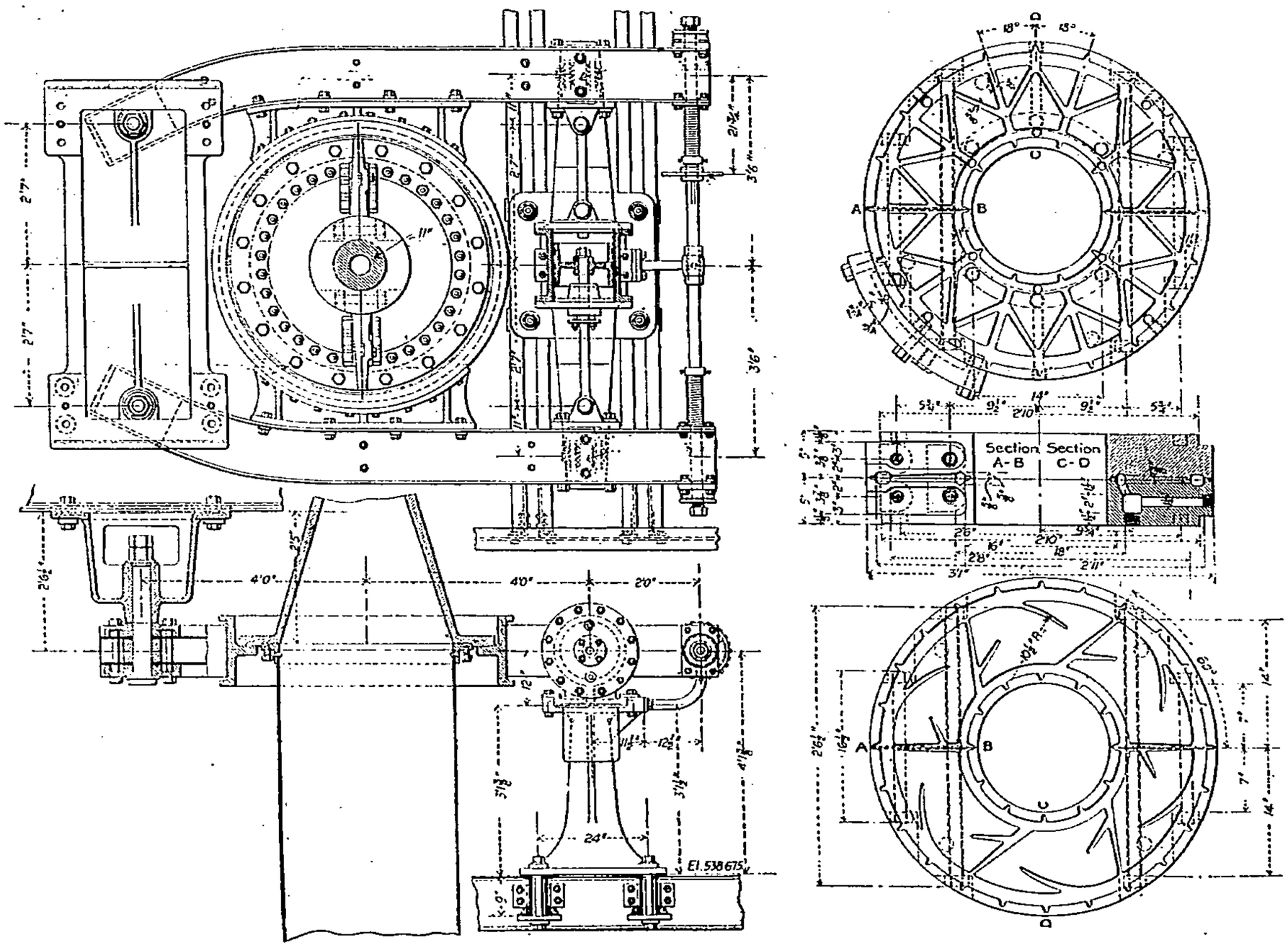


Fig. 52. — Turbines du *Niagara*. Détail du frein et de la butée.

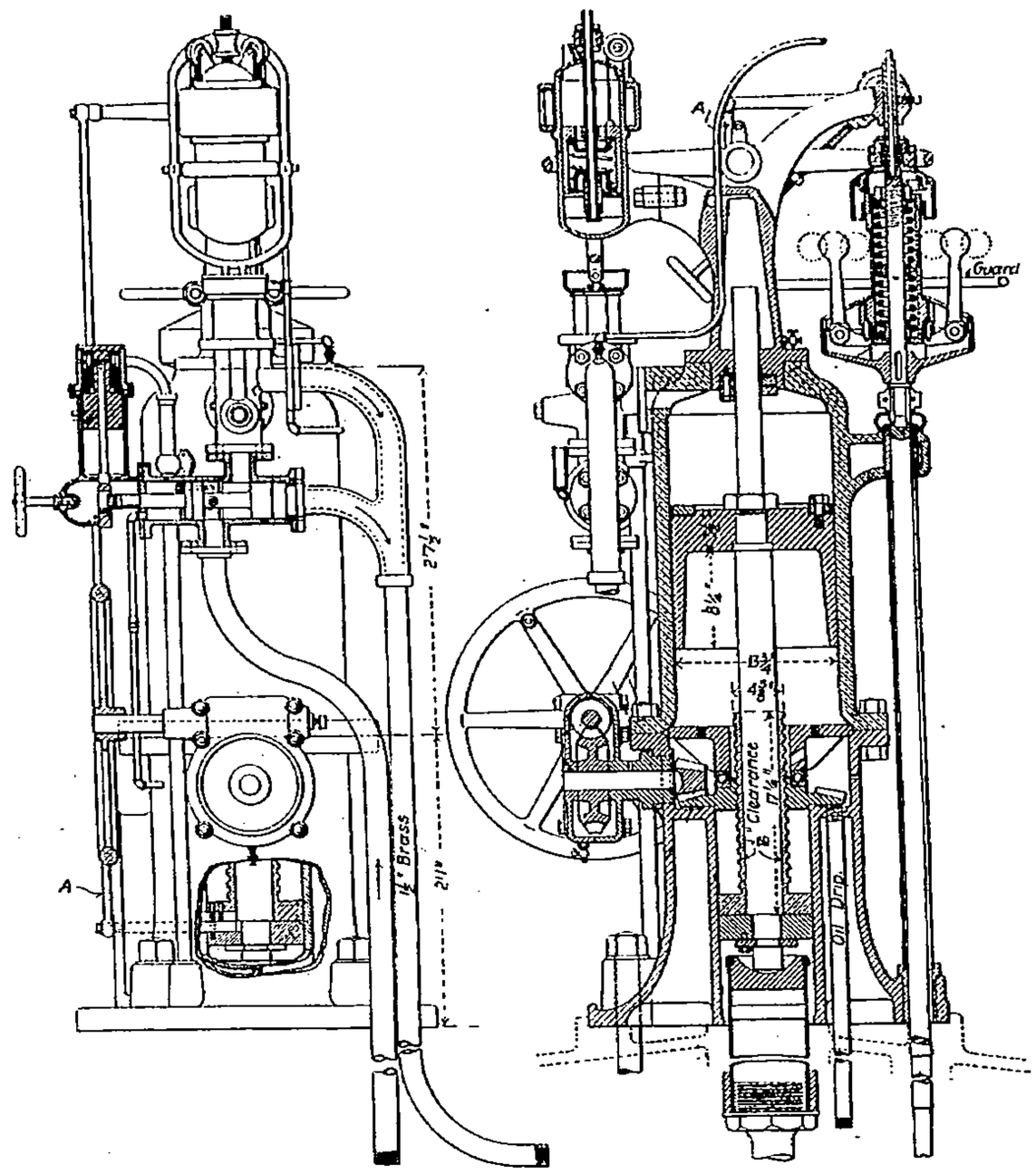


Fig. 53. — Turbines du *Niagara*. Régulateur de la turbine de 5.500 chevaux.

travers d'un serpentin. Après essai, on a décidé d'adopter partout le graissage mixte : haute et basse pression. Le frein de chacune des turbines n° 2 est disposé comme l'indique la fig. 52; il est serré soit à la main, soit par un cylindre à air comprimé à 7 kilog. ; il permet d'arrêter vivement en cas d'accident et d'accélérer l'arrêt normal, qui peut se faire ainsi en moins d'une minute. Les sabots garnis de bois embrassent un arc total de 180°, le piston à air comprimé a 150 × 30 330 de course, la roue du frein a 1 m. 50 × 330 d'épaisseur, le desserrage se fait par des ressorts

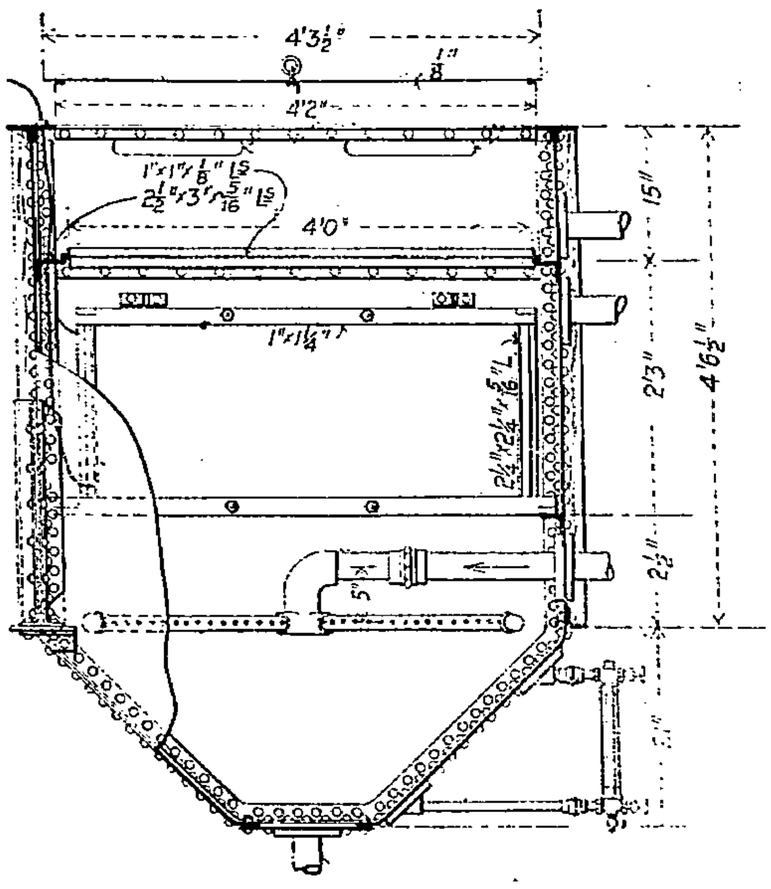


Fig. 54. — Filtre d'huile.

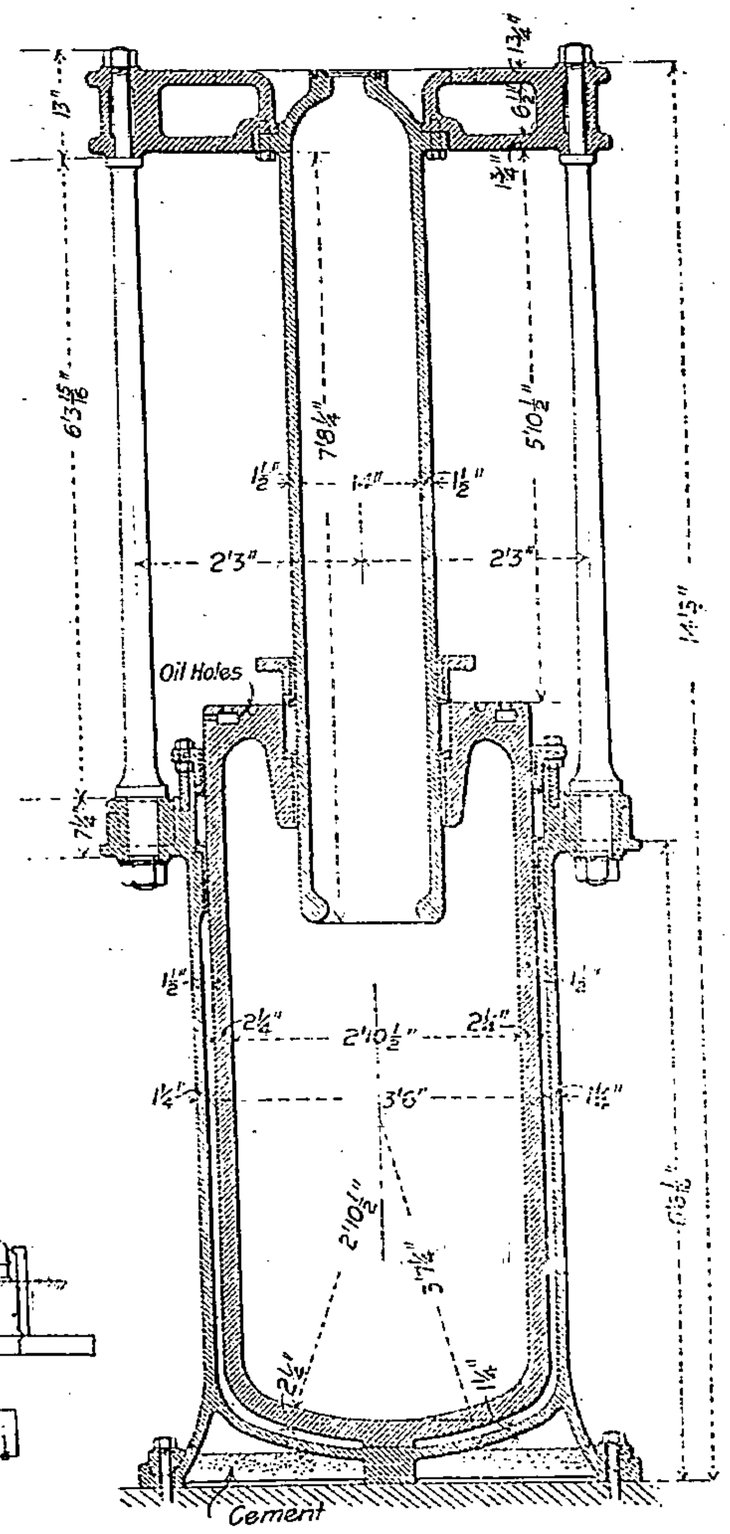


Fig 55. — Accumulateur d'huile.

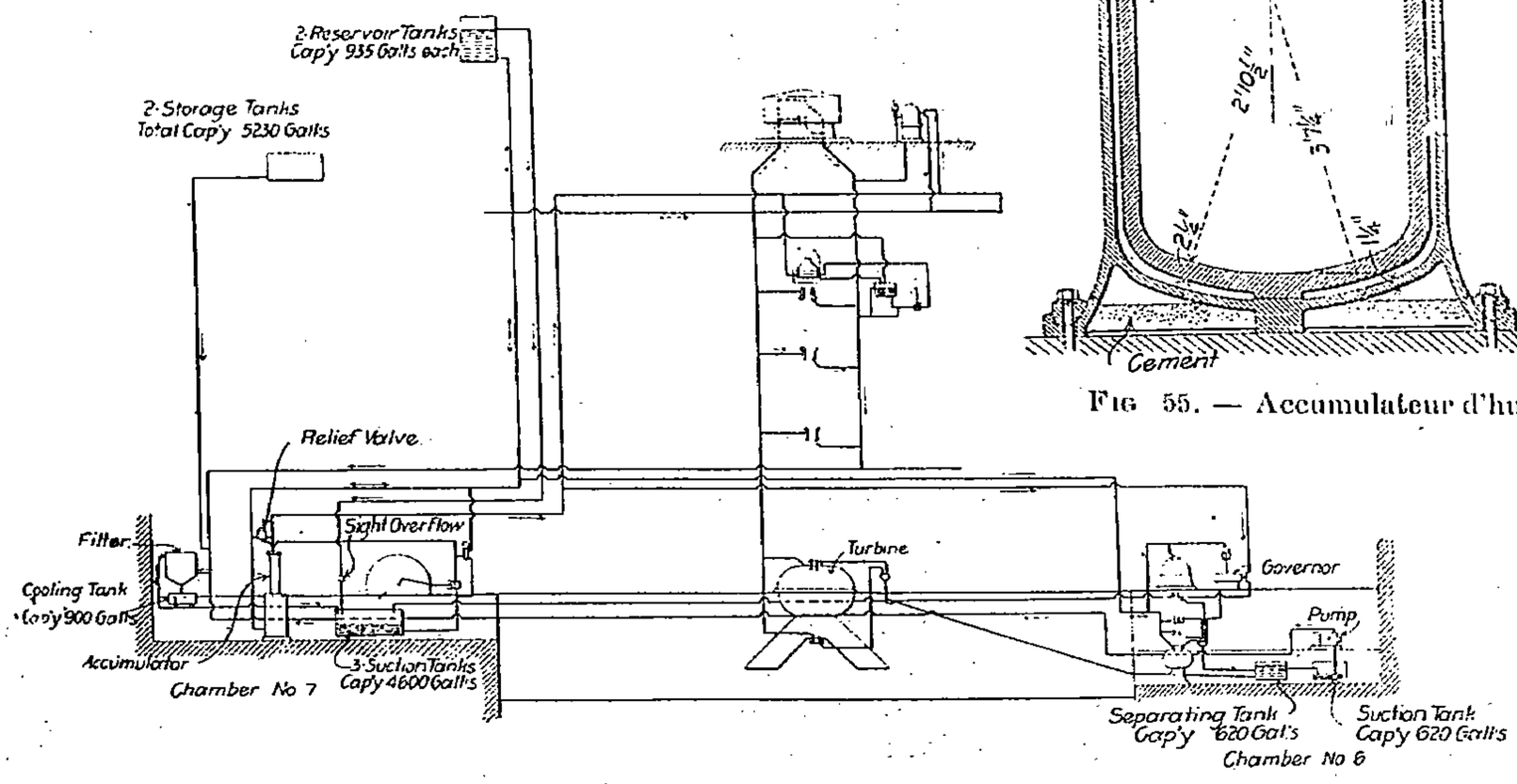


Fig. 56. — Turbines du *Niagara*. Graissage.

et la manœuvre mécanique ou à la main se commande du plancher supérieur. L'ensemble du système de graissage est représenté par le schéma fig. 56. Il est desservi par deux pompes Riedler refoulant l'huile à la pression de 18 kilog. aux paliers de butée et aux régulateurs; le reste du graissage est alimenté par des réservoirs auxquels l'huile revient après s'être filtrée et débarrassée de son eau; cette filtration est facilitée par un chauffage à la vapeur qui augmente la fluidité de l'huile. La capacité des réservoirs est de 24 mètres ; les pompes Riedler sont du type compound à

plongeur de 92 × 120 × 355 de course, l'une d'elles est commandée par une roue Pelton et l'autre par une dynamo, en cas de suppression de l'alimentation d'eau. Ces pompes aspirent l'huile d'un réservoir de 20 mètres cubes et la refoulent, au travers d'une valve de sûreté, au haut des accumulateurs; dès que la pression dépasse 18 kilog., la soupape de sûreté renvoie l'huile au bas de l'accumilateur et au réservoir. Chaque pompe a son accumulateur (fig. 55) à piston de 108 × 1 m. 50 de course. Une valve réductrice permet de refouler l'huile directement dans les deux réservoirs de 935 gallons (4 mètres cubes 25) situés dans la chambre des dynamos, et qui graissent les paliers des arbres et des excitatrices. L'huile des paliers de butée revient à des réservoirs spéciaux qui, dès que leur niveau baisse par insuffisance de ce graissage, mettent en train les pompes auxiliaires à haute pression commandées par dynamos et chaînes. L'huile de graissage de turbines passe dans un réservoir séparateur de 620 gallons (fig. 56) où elle se sépare par le passage du mélange d'eau et d'huile au travers de six compartiments décanteurs; de là, une petite

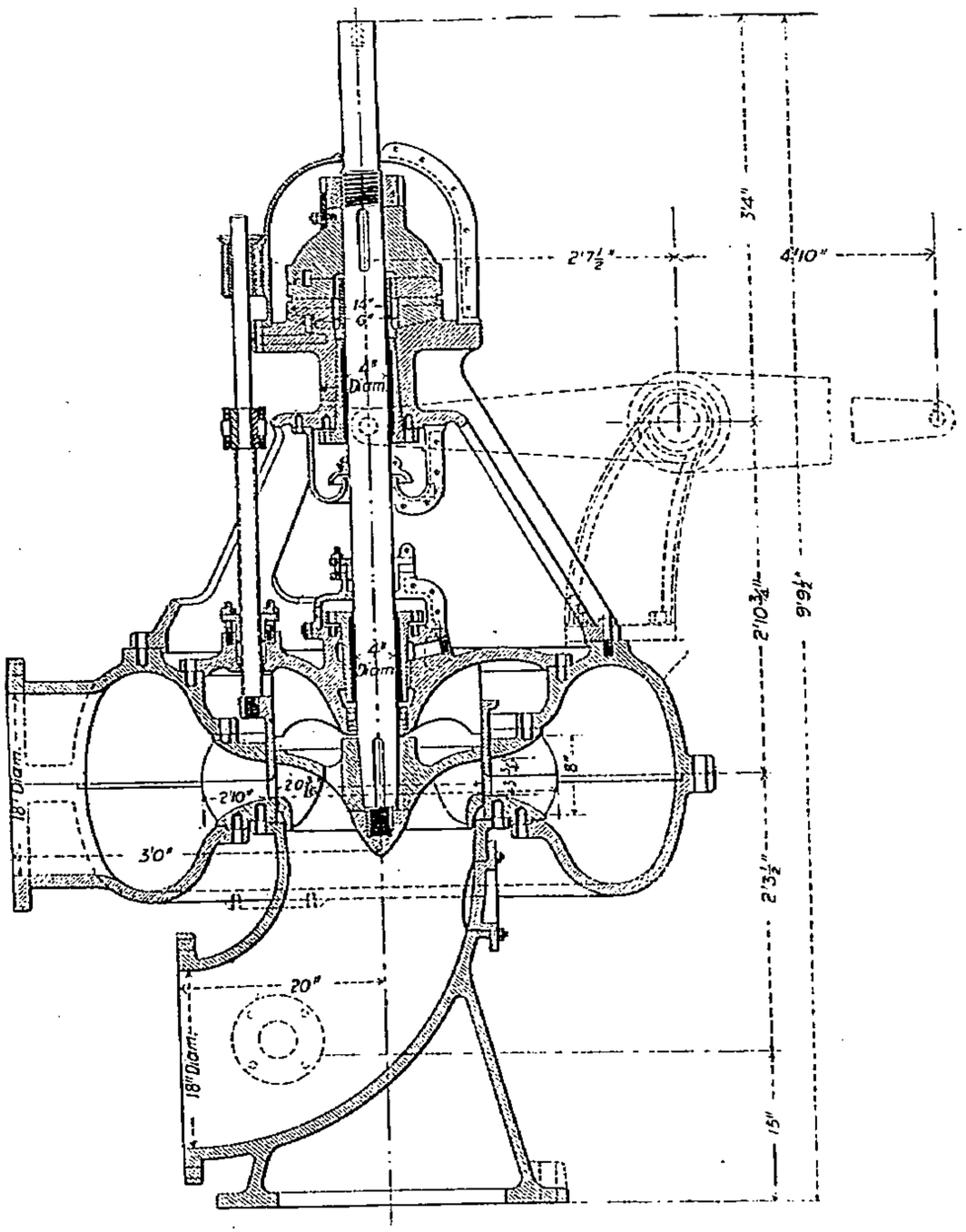


Fig. 57. — Turbine d'excitatrices.

pompe amène l'huile au filtre (fig. 54) à quatre compartiments; un pour chaque palier graissé, et chauffée par un courant électrique de 40 ampères × 220 volts, qui porte l'huile à 110°; chacun de ces compartiments a une capacité de 3 mètres cubes: l'huile en sort par le haut, au travers des filtres à plaques horizontales et passe aux réservoirs de refroidissement. La pression de l'huile pour les paliers est de 0 kg.7; la circulation se fait par des tuyaux de laiton de 75 à 100 millimètres de diamètre. L'huile des paliers des turbines tombe (fig. 52) sur un anneau tournant avec l'arbre, et qui la répartit dans une coupe au-dessous, d'où elle repasse dans la circulation. Les régulateurs, du type Escher Wyss, construits par Falkenau, Philadelphie, sont hydrauliques, recevant l'huile des pompes à une pression de 14 kilog., sous un piton qui commande les tringles équilibrées de manœuvre des vannages; la valve qui commande l'admission et l'échappement de cette huile est actionnée par (fig. 53) un régulateur à boules entraîné par l'arbre des turbines, en même temps que par un arrêt électromagnétique, qui, lorsque le courant cesse d'y passer, lâche son armature, dont la chute ouvre l'échappement de l'huile. Le piston du régulateur peut aussi se commander à la main par engrenages et écrou denté fileté sur sa tige. Un index donne l'ouverture du vannage. Au poste

n° 2, les excitatrices sont (fig. 58) logées dans une chambre au fond du puits et commandées chacune

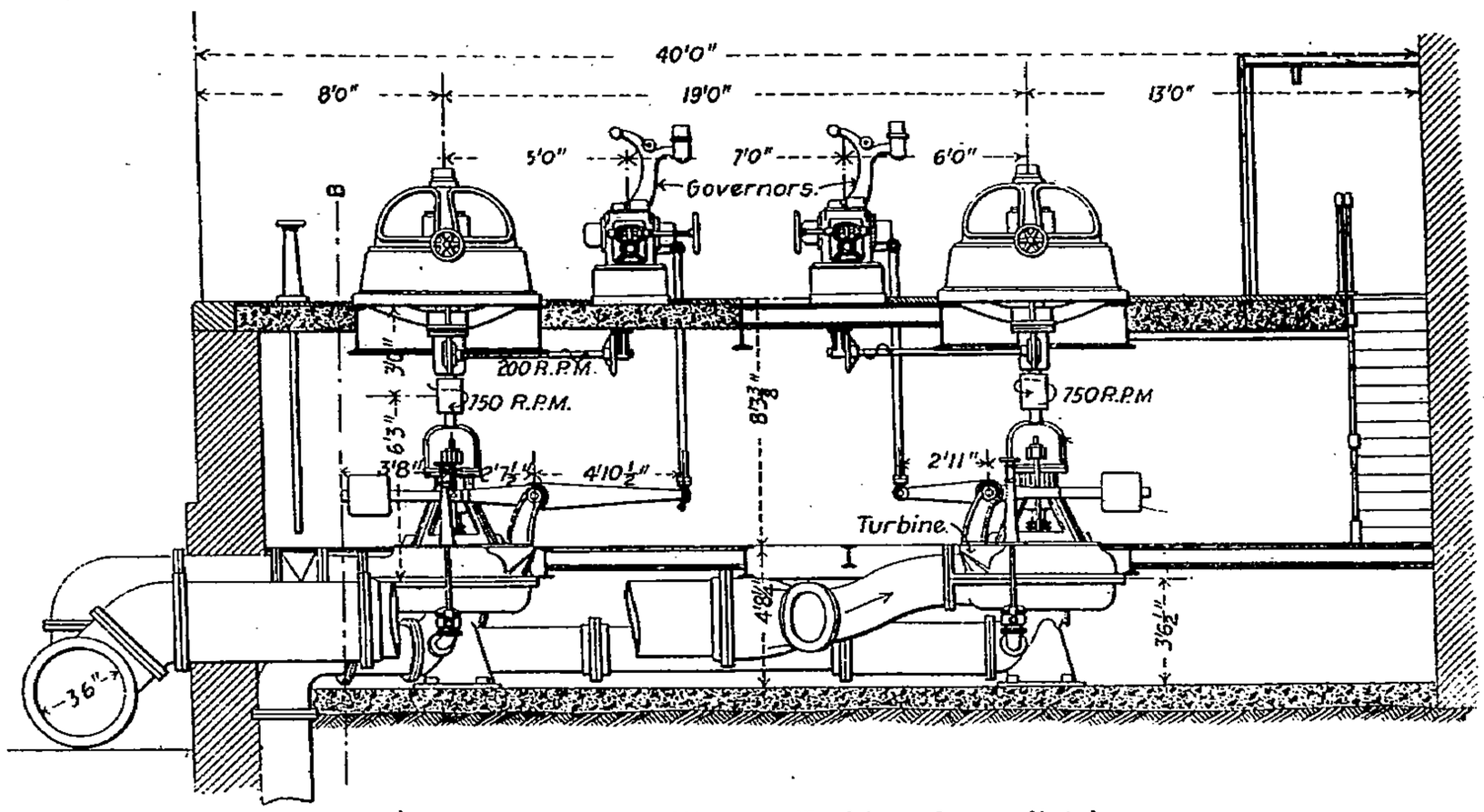


Fig. 58. — Turbines du *Niagara*. Turbines des excitatrices.

par une turbine du type fig. 87, marchant à 750 tours, sous une chute de 45 mètres, et donnan

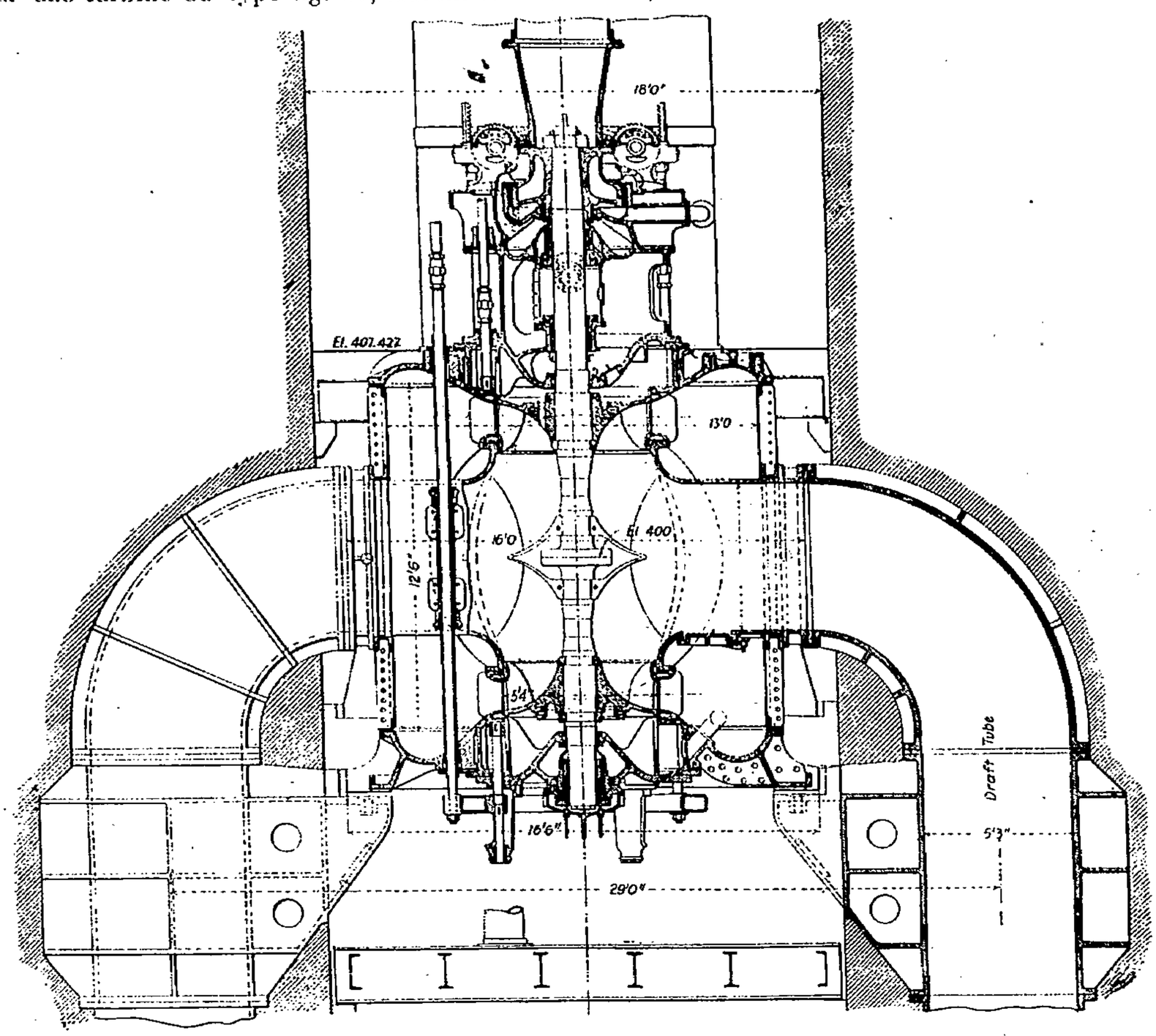


Fig. 59. — Turbine de 10.000 chevaux canadienne.

250 chevaux ; ce sont des turbines centripètes Francis, avec roue de 510 millimètres de diamètre, à

9 aubes en bronze et 10 directrices, vannage cylindrique entre directrices et réceptrices; alimentées par un tuyau d'acier de 900 de diamètre et des branchements de 500 millimètres ; régulateurs hydrauliques analogues aux précédents, avec commandes équilibrées du vannage. Du côté canadien, les turbines, du type double fig. 59, sont de 10.000 chevaux, ce qui a permis, à puissance égale de

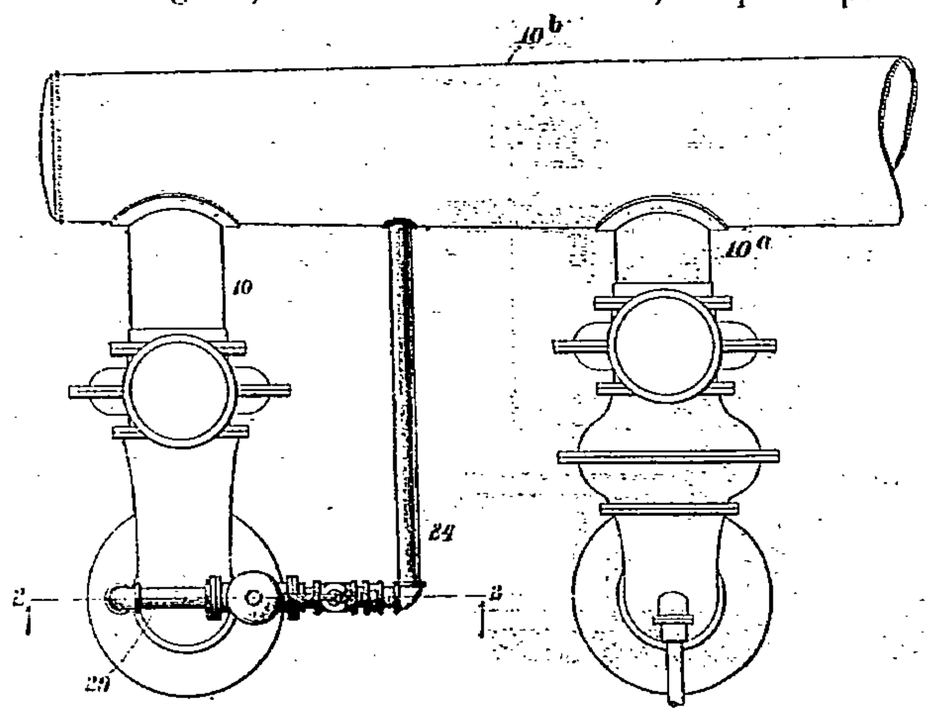


Fig. 60. — Amortisseur *Lombard*.

diminuer de 50 p. 100 les dépenses de puits et de canalisations. L'installation complète de l'usine canadienne comportera 11 de ces turbines. Il y en a actuellement 5 en construction chez Escher Wyss, à Zurich.

Turbine Giesler (*Brevet américain 750843 de 1904*). L'arbre A' (fig. 61) des turbines AA, avec

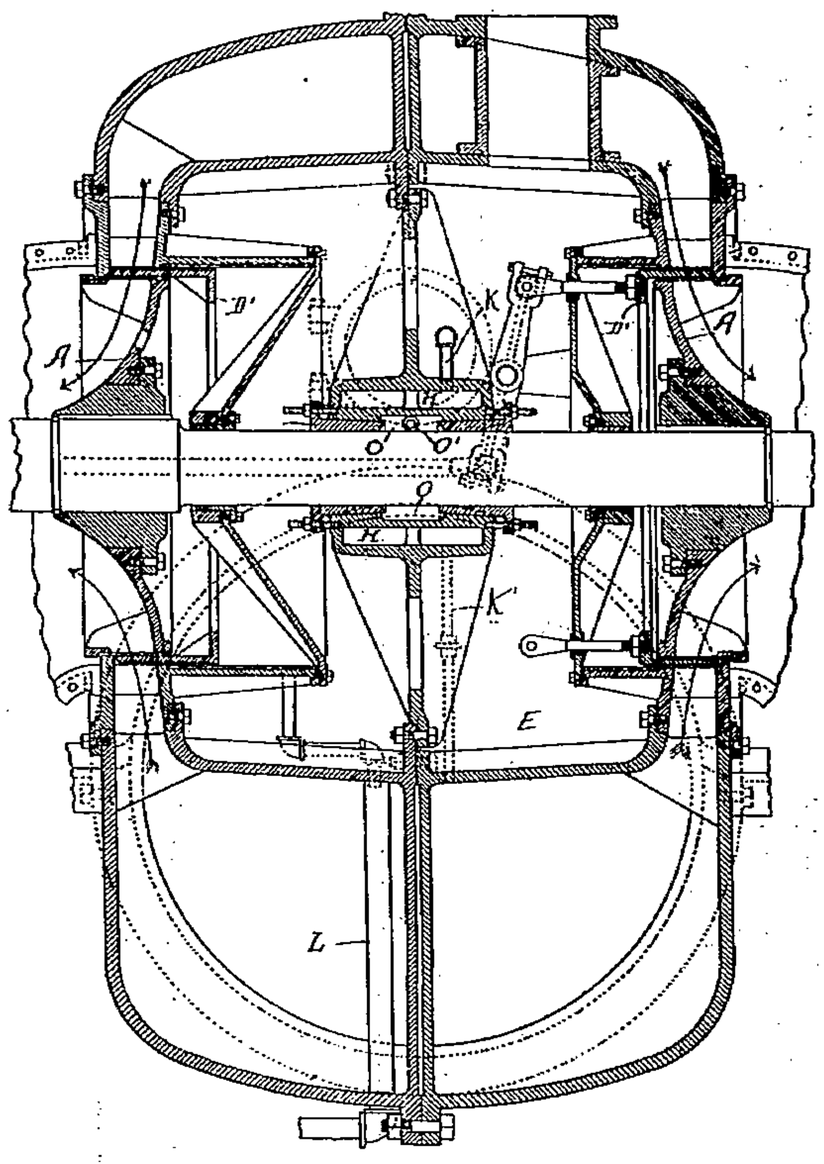


Fig. 61. — Turbine *Giesler*.

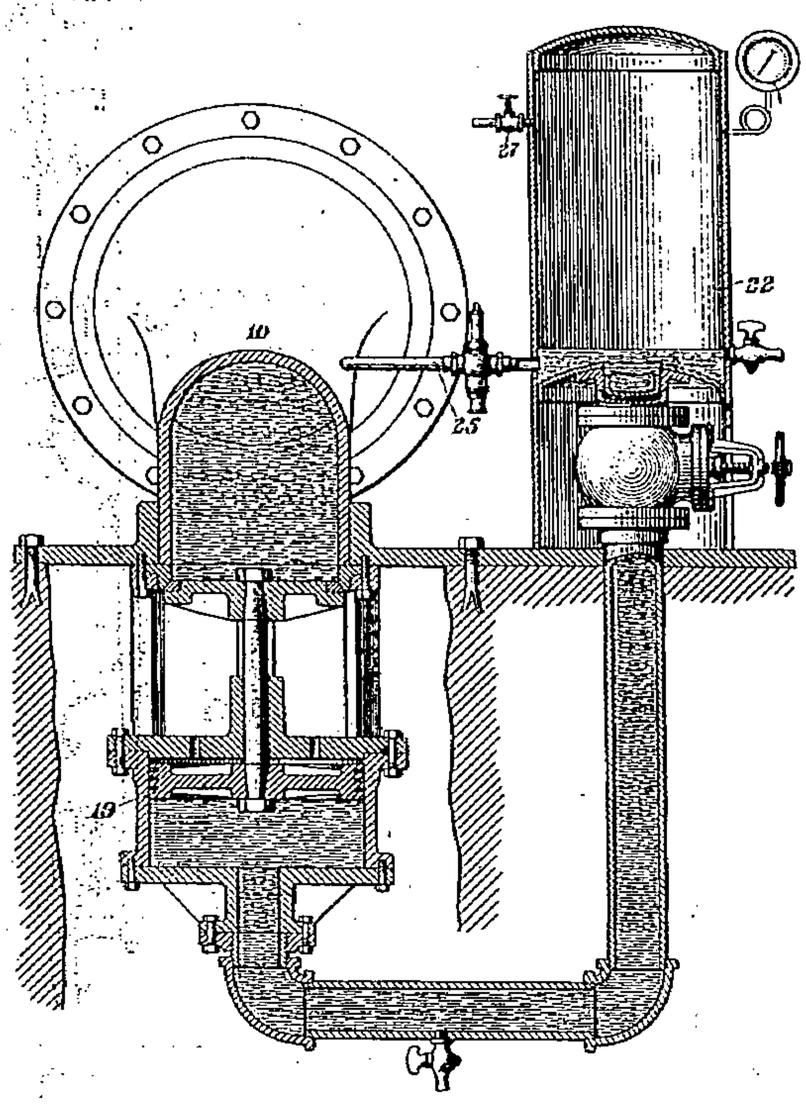


Fig. 62. — Amortisseur *Lombard*.

aubages D'D' se trouve supporté, dans la boîte E, par un palier à circulation d'huile OO', et refroid, par une circulation d'eau KHK'. Les fuites d'eau en E s'évacuent par L. L'eau en charge arrive aux turbines par le limaçon M, qui enveloppe E. Construit par la compagnie *Stilwel-Bierce*, Daytoni Ohio.

Amortisseur Lombard (*Brevets américains 754467 et 754468 de 1904*). Pour éviter les coups de béliers dans les conduites hydrauliques alimentant des turbines. Cette conduite 11[b] communique (fig. 60 et 63) par 10 avec le piston 13, et, par 24, directement avec le distributeur 23-25 et au moyen d'une dérivation 35 avec les diaphragmes 30, dont la pression se règle par une tige 33. Normalement, cette tension est telle que les ouvertures 28 sont fermées et celles 23 ouvertes, de manière que la pression de l'eau en 10 et 24 se transmette sous le piston 19, plus grand que 13, et maintienne 13 fermé. Lorsqu'il se produit un excès de pression en 10[b], il se transmet à l'intérieur des diaphragmes 30, leur fait fermer 23 et ouvrir 28, de sorte que l'eau peut s'échapper du dessous de 19 par 21-28 et

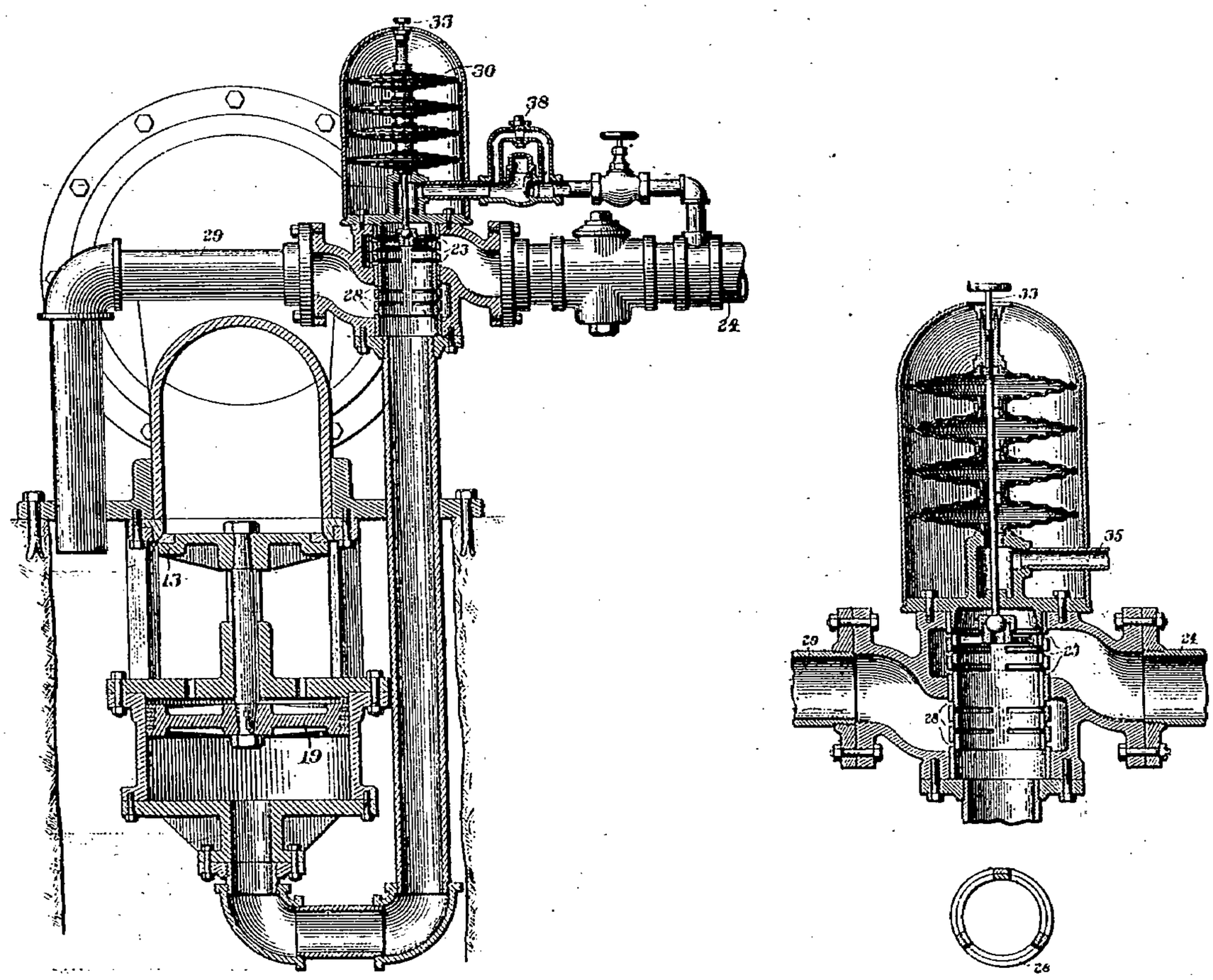


Fig. 63. — Amortisseur *Lombard*.

29, en laissant 16 s'ouvrir et atténuer le coup de bélier; lorsque la pression reprend, en 10[b], sa valeur normale, les diaphragmes 30 reprennent leur position normale, refermant 28 et rouvrant 23, mais avec une vitesse réglée par la dérivation 38, de manière qu'il ne se produise pas de contre-coup de bélier. Des trous 19[a] permettent l'évacuation des fuites d'eau au travers des garnitures de 19. Dans le dispositif fig. 62, le système des diaphragmes est remplacé par un matelas d'air 22, dont les fuites d'eau se réparent par le tuyau 26, et que l'on peut alimenter d'air comprimé en 27. Construit par la *Lombard Governor C°*, Boston (Voir la *Revue de Mécanique de novembre 1903, p. 483*).

APPAREILS DE LEVAGE

Ascenseur de la « Plunger elevator C° », Worcester, Mass (*Machinery, mai, p. 459*). La distribution de l'eau est commandée par une valve à trois voies (fig. 64), communiquant par E avec l'eau sous pression, par F avec le cylindre de l'ascenseur, et par G avec l'échappement. L'espace entre les pistons A et B est toujours plein d'eau sous pression de E, et comme A est plus grand que B, si l'on ouvre R à l'échappement, les quatre pistons ABCD reculent à gauche. Si l'on admet l'eau sous pression en R, les pressions sur A s'équilibrent et celle sur B pousse les pistons à droite. La

distribution de l'eau aux pistons ABCD se fait par la valve de contrôle L; la valve K d'étrangle-

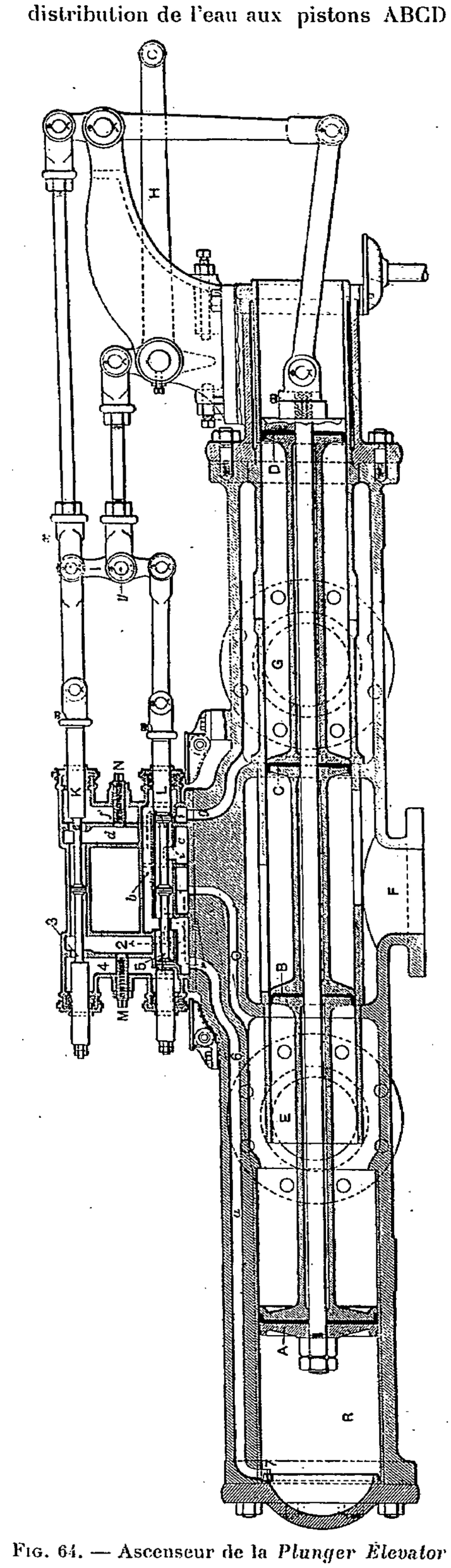


Fig. 64. — Ascenseur de la *Plunger Elevator C°*.

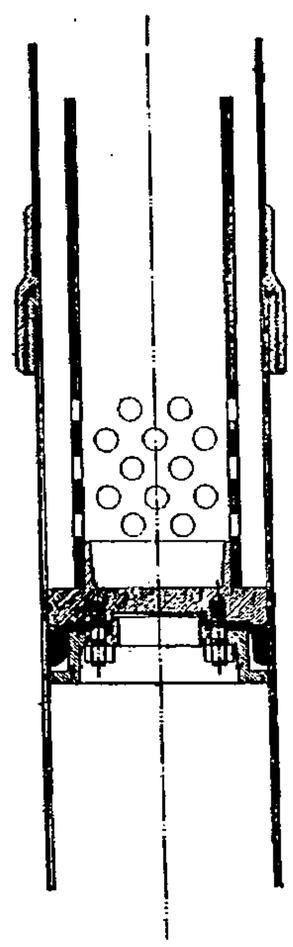


Fig. 65. — Ascenseur *Samain*. Garniture du piston.

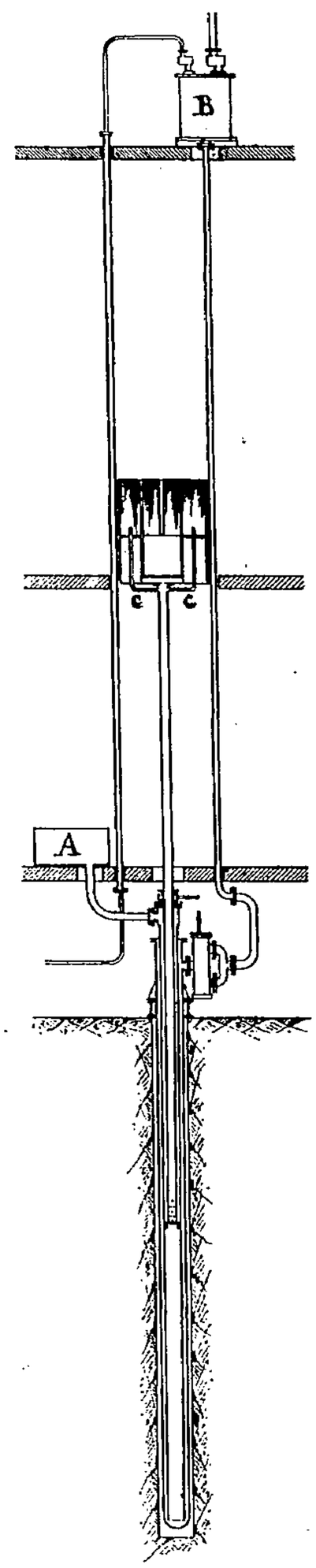


Fig. 66. — Ascenseur *Samain*. Schéma.

ment permet à l'ascenseur de monter rapidement, mais en modère l'arrêt. La valve L est com-

mandée, de la cabine, par le levier H et le renvoi I; la chambre *l* communique par O avec l'eau sous pression E et avec la chambre 2. Lorsqu'on lève H, I, tournant autour de *x*, déplace L à gauche, de sorte que l'eau passe de E en R par 1 2 3 4 5 6 7, sur A, et que la pression en BA pousse les pistons ABC et D vers la droite; l'eau sous pression entre A et B passe alors au cylindre de l'ascenseur par F. Mais, en même temps que les quatre pistons ABC et D se meuvent vers la droite, K se meut vers la gauche, et L revient, en servo-moteur, à sa position primitive. Si l'on ramène H dans sa position médiane, L revient à droite, laissant l'eau s'échapper de R par *abcd*, l'étranglement N, puisque K ferme *e*, *g* et l'échappement G, de sorte que les quatre pistons reviennent lentement vers la gauche. Quand ils arrivent à leur position médiane, comme sur la figure, L ferme à la fois l'admission et l'échappement à R, l'ascenseur s'arrête avec K grand ouvert pour le démarrage de descente ou de montée. Quand on abaisse H, L se meut à droite deux fois plus loin que dans la position précédente; l'eau s'échappent par *abcdefg*, le cylindre en l'ascenseur est mis en communication avec l'échappement G et la cabine descend. Les quatre pistons ABC et D suivent donc le mouvement de L qui commande l'ascenseur en servo-moteur.

Ascenseurs établis par MM. Samain et Cie aux magasins du Printemps, à Paris (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, mars 1904.* Rapport de M. **Walckenaer**). L'installation est intéressante comme présentant ces divers arrangements appliqués avec un plein succès à des ascenseurs dont la charge utile peut atteindre 600 kilog., dont le service est intensif (600 voyages par jour) et dont la vitesse (1 mètre par seconde) dépasse l'allure moyenne des ascenseurs de Paris.

Constance de l'équilibrage. — Au lieu d'être liée à la tête d'un piston plongeur, la cabine est portée (fig. 66) par une tige cylindrique creuse, de 150 millimètres de diamètre et 29 mètres de longueur, dont l'extrémité inférieure s'épanouit en un piston-disque à forte garniture de cuir embouti (fig. 65). Ce piston va et vient le long d'un cylindre de 185 millimètres de diamètre. La tige creuse est percée d'un certain nombre de trous à sa base et, à son extrémité supérieure, deux tuyaux de communication d'air, visibles en *c c* sur la fig. 66, la mettent en relation permanente avec l'atmosphère.

La pression hydraulique motrice est amenée à l'extrémité inférieure du cylindre. Elle agit sous le piston-disque, diminuée de la colonne d'eau correspondant à l'élévation de celui-ci. Sur ce même piston s'élève, dans la tige creuse et autour d'elle, une seconde colonne d'eau ayant pour sommet le niveau libre du liquide, tel qu'il s'établit à la fois à l'intérieur de cette tige et dans un réservoir latéral A (fig. 66). Réservoir latéral et tige creuse forment en permanence vases communiquants. Suivant que la cabine descend ou monte, il y a, dans un sens ou dans l'autre, transvasement du liquide au travers des trous dont la tige creuse est percée. Le volume métallique de celle-ci n'étant que de 65 décimètres cubes, il suffit que le réservoir latéral ait une superficie de 25 décimètres carrés pour que la plus grande variation du niveau dans ce réservoir, résultant de l'immersion ou de l'émersion complète de la tige creuse, n'excède pas 26 centimètres, écart négligeable. Dès lors, la différence des pressions sur les deux faces du piston-disque demeure constante, s'il en est de même de la pression à l'extrémité inférieure du cylindre, et la cabine ne subit, du commencement à la fin de sa montée, qu'une variation de force ascensionnelle égale au poids de l'eau déplacée par le métal de la tige creuse, c'est-à-dire à 65 kilog. Ces raisonnements supposent, il est vrai, que le transvasement du liquide s'opère avec assez de facilité pour maintenir en permanence l'équilibre statique entre les deux vases communiquants. Pour la vitesse employée ici, c'est ce qui se trouve convenablement réalisé : on a eu soin de donner à l'ensemble des trous une section à peu près double de l'espace annulaire compris entre la tige creuse et le cylindre; cet espace annulaire est lui-même de section supérieure à celui par lequel, comme on va le voir, l'eau motrice accède sous le piston-disque. En fait, les voyages de la cabine s'accompagnent, dans le réservoir latéral, de remous vite éteints, et sont simplement suivis, dans la tige creuse, de quelques oscillations du niveau; c'est pour empêcher que ces oscillations ne projettent le liquide au dehors, lorsque la cabine vient d'arriver au bas de sa course, que la communication permanente du sommet de la tige creuse avec l'atmosphère est réalisée au moyen des deux tuyaux *c*, *c*, de 3 centimètres de diamètre et 1 m. 5 de hauteur.

Ce moyen d'obtenir la constance de l'équilibrage appelle deux remarques : 1° Par suite de l'emploi d'un piston-disque au lieu d'un plongeur, la garniture étanche va et vient tout le long du cylindre au lieu d'être fixe au sommet de celui-ci. On peut néanmoins visiter et, lorsqu'il y a lieu, remplacer cette garniture, après que l'on a amené la cabine au sommet de sa course; les dispositions de la tête du cylindre ont été spécialement étudiées à cet effet. Elles comportent un tronçon supérieur amovible, qu'on déboulonne, puis qu'on soulève en même temps que le piston. 2° L'eau sous pression, devant avoir accès sous le piston-disque, ne peut être servie au cylindre qu'à l'extrémité inférieure de celui-ci. En conséquence, le cylindre est ouvert par le bas et renfermé dans un second cylindre concentrique, ou cylindre-enveloppe; l'intervalle annulaire joue le rôle d'un tuyau de communication entre le distributeur d'eau placé à la tête du forage et le bas du cylindre dans lequel se meut le piston.

Équilibrage par colonne d'eau. — L'air comprimé peut être obtenu, sans différence sensible de pression, au sommet de l'immeuble aussi bien qu'en cave. Cette circonstance est mise à profit, dans le système Samain, pour équilibrer la plus grande partie du poids mort au moyen d'une colonne d'eau dont la charge, agissant comme ferait le poids d'un compensateur métallique, accroît la pression sous le piston de l'ascenseur. Il suffit d'installer à la partie supérieure de l'édifice le récipient B (fig. 66), dans lequel l'air comprimé vient refouler le liquide. Si *h* désigne la différence des niveaux dans les réservoirs A et B, mesurée en mètres, et *p* la pres-

sion effective de l'air comprimé (excès sur la pression atmosphérique) en kilog. par centimètre carré, la différence des pressions sur les deux faces du piston-disque se trouve ainsi portée à $p + \frac{h}{10}$ à la montée et reste au moins égale à $\frac{h}{10}$ à la descente, soit ici approximativement, pour $h = 32$ mètres, 8,2 et 3 kg. 2 par centimètre carré.

Pour que l'ascension à pleine charge et la descente à vide soient assurées, il est nécessaire que l'on ait, s désignant la surface du piston-disque en centimètres carrés, P le poids mort de la cabine et Q la charge utile maximum en kilog. :

$$s\left(p + \frac{h}{10}\right) > P + Q$$

ou

$$P > s\,\frac{h}{10}.$$

Au Printemps, non seulement cette deuxième inégalité est satisfaite en même temps que la première, mais le rapport $\frac{P}{s}$ est assez grand pour que l'on ait aussi :

$$P > sp.$$

Il résulte de là une conséquence digne de remarque sous le rapport de la sécurité.

En effet, dans les ascenseurs de MM. Samain, il n'y a pas de séparation matérielle entre l'eau et l'air ; c'est en

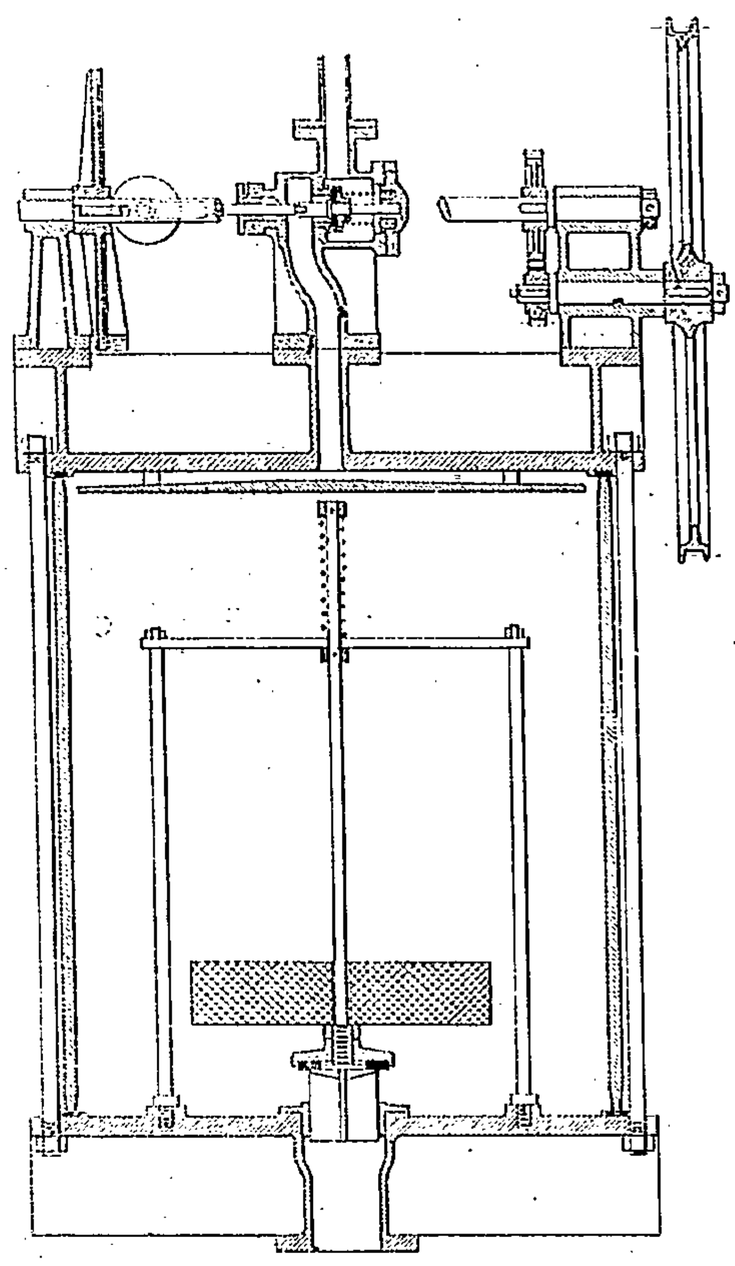


Fig. 67.

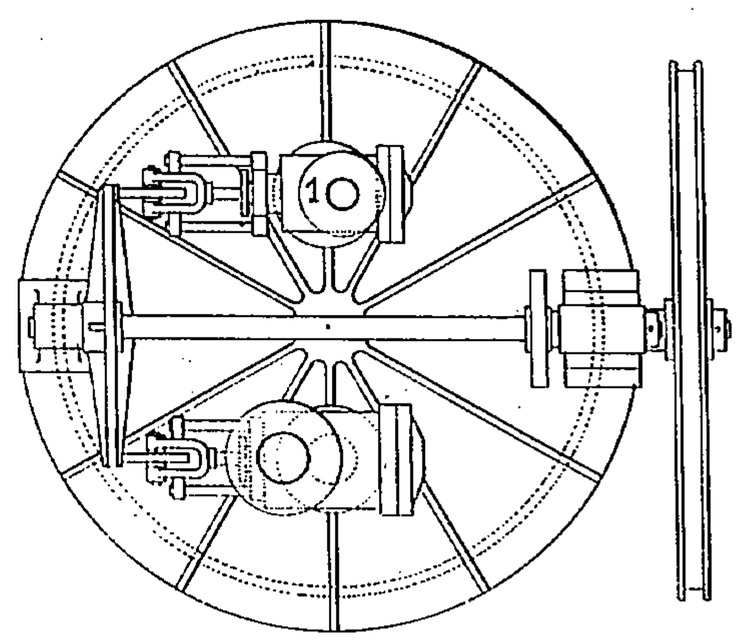


Fig. 68. — Ascenseur *Samain*.
Détail du réservoir équilibreur B (fig. 66).

agissant directement sur la surface du liquide dans le récipient B que l'air opère le refoulement. Il faut donc se préoccuper de ce qui adviendrait si, par l'effet des fuites, à la suite d'une négligence plus ou moins prolongée du personnel, l'eau venait à manquer et l'air à s'introduire jusque dans le cylindre ; c'est l'une des éventualités les plus graves qui puissent menacer un ascenseur aéro-hydraulique. Il est vrai que le récipient B, représenté en coupe verticale et en plan par les fig. 67 et 68, contient un flotteur chargé, si l'eau venait à baisser plus qu'il ne convient, de fermer une soupape qui arrêterait le fonctionnement ; mais il est toujours sage de ne pas faire reposer la sécurité sur l'entrée en jeu d'un mécanisme automatique. Il est vrai aussi qu'une insuffisance de 600 litres, par rapport à la quantité d'eau normale contenue dans le système, pourrait produire sans compromettre la situation et que, dans ce cas, lors des mises en route, le temps nécessaire à l'établissement de la pression pneumatique atteindrait 15 secondes d'après les calculs de M. Samain ; ce long

retard au démarrage serait de nature à appeler l'attention du personnel. Mais il y a mieux que tout cela. La garantie matérielle de sécurité résulte de la troisième des inégalités écrites ci-dessus; car, si l'eau manquait au point que l'air pût s'introduire dans le cylindre, c'est que la colonne d'eau de hauteur h aurait disparu ; la pression effective qui agirait sous le piston ne serait plus que la pression p de l'air comprimé ; or celle-ci, vu l'inégalité en question, est impuissante à soulever l'ascenseur. La cabine resterait immobilisée au bas de sa course faute de pression suffisante pour l'équilibrer. C'est la même garantie que pour certains appareils à compensateur métallique.

Utilisation des guides de la cabine comme conduites. — Pour amener l'air comprimé jusqu'au sommet de l'immeuble, et pour établir la communication d'eau entre le réservoir B et la tête du cylindre-enveloppe, la fig. 66 montre que l'on utilise, comme tuyaux, les guides de la cabine. Ces guides sont formés chacun d'une suite de tubes en acier étiré, réunis de l'un au suivant par des manchons intérieurs sur lesquels ils sont vissés (fig. 69), un joint de caoutchouc, interposé comme le dessin le fait comprendre, assure l'étanchéité.

Il convenait, afin d'éviter toute cause de fuite, de n'avoir à percer d'aucun trou d'assemblage la conduite ainsi constituée : on voit sur la fig. 70 comment le guide est assujetti dans des mains cylindriques qui le saisissent sur un peu plus d'une demi-circonférence, et comment les coulisseaux de la cabine passent librement au droit de ces supports, en même temps qu'ils embrassent un arc suffisant pour le guidage.

Distribution de l'air et de l'eau ; clapets automatiques. — Les soupapes d'admission et d'évacuation d'air sont placées immédiatement au-dessus du récipient d'eau et d'air (fig. 67 et 68), de manière à réduire au minimum les espaces morts. Elles sont entièrement distinctes l'une de l'autre. Leur ouverture est commandée par une came en forme de rampe hélicoïdale actionnée par une poulie.

A ce système de distribution est adjoint, pour éviter les effets de la compressibilité de l'air, un distributeur interposé sur le passage de l'eau, en tête du cylindre-enveloppe. Le détail en est donné fig. 71. L'organe de

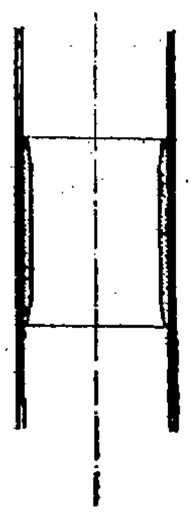


Fig. 69.

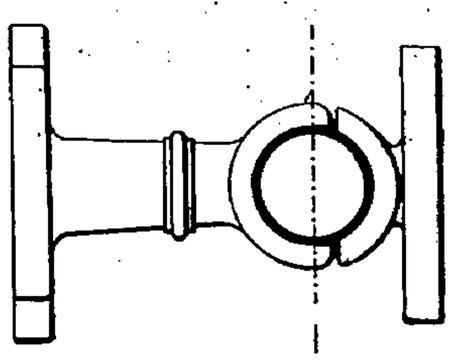


Fig. 70.

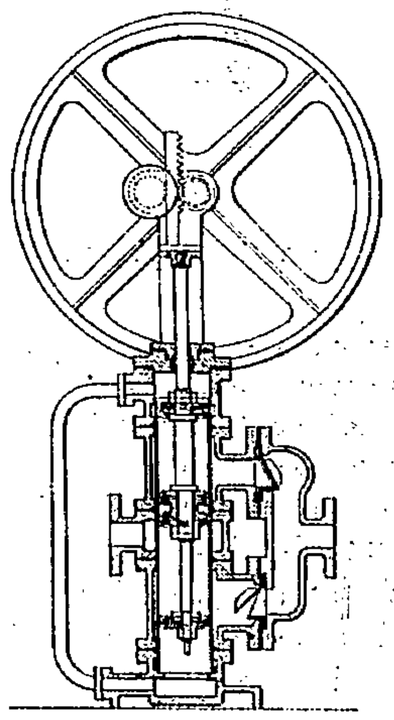


Fig. 71.

distribution est un tiroir cylindrique, formé de trois pistons montés sur une même tige ; un tuyau de communication établit constamment l'équilibre de pression entre les faces extérieures des pistons extrêmes, de sorte que ce tiroir est entièrement équilibré. Il joue dans un cylindre à trois tubulures : celle du milieu communique avec le cylindre-enveloppe ; par les deux autres, les intervalles entre pistons peuvent être mis en relation avec la colonne d'eau aboutissant au récipient supérieur. Dans la position moyenne du tiroir, le piston médian obstrue l'entrée de la tubulure centrale ; l'eau ne peut donc pas passer : c'est la position d'arrêt de l'ascenseur. On débouche cette tubulure en déplaçant le piston soit vers le haut, soit vers le bas. Mais les mises en marche risqueraient fort de débuter par des mouvements à contresens, durant le temps nécessaire à la compression ou à la détente de l'air dans le haut du réservoir supérieur, si le passage du liquide pouvait, pour une position donnée du tiroir, s'effectuer indifféremment dans les deux sens. C'est pourquoi M. G. Samain a muni de clapets automatiques, comme on le voit fig. 71, les tubulures du haut et du bas. De cette manière, la variation de pression de l'air dans les espaces morts, consécutive à la manœuvre de mise en route, s'accompagne simplement d'un très léger retard au démarrage, mais sans inversion de mouvement. Le tiroir du distributeur hydraulique est actionné, par l'intermédiaire d'une crémaillère et d'un pignon denté, au moyen d'une poulie de même diamètre et ayant à subir le même déplacement que celle qui commande les soupapes de distribution de l'air comprimé ; sur ces deux poulies passe la corde sans fin servant à la manœuvre. Grâce au grand développement de la rampe hélicoïdale pour une faible levée des soupapes d'air, à la réduction de mouvement du distributeur d'eau et à l'équilibre de son tiroir cylindrique, les manœuvres, commandées par d'assez amples déplacements de la corde, sont d'une parfaite douceur.

Détails de construction divers. — Le cylindre-enveloppe est formé d'une suite de forts tubes d'acier réunis de l'un au suivant par des manchons filetés intérieurs également au acier ; des joints de caoutchouc sont disposés

comme aux assemblages des guides, pour assurer l'étanchéité (fig. 72). Les dimensions du puits n'ont pas permis de faire ce cylindre en fonte.

Le cylindre intérieur, dans lequel se meut le piston, est en laiton étiré ; les tubes qui le composent sont jonctionnés par des manchons de bronze. La fig. 65 montre les dispositions prises pour que la paroi cylindrique intérieure soit parfaitement continue et lisse, afin de laisser libre glissement à la garniture du piston. Chaque tronçon se termine par un manchon dans lequel il est vissé, et les deux manchons se vissent à leur tour l'un sur l'autre avec interposition d'un joint de caoutchouc logé derrière un embrèvement. Une disposition particulière a été prise, à la tête du cylindre, pour que la garniture par laquelle sort la tige porte-cabine ne puisse donner lieu à aucune déperdition d'eau ni à aucune rentrée d'air. Cette garniture se compose (fig. 73) de deux cuirs emboutis en sens inverse, dont l'intervalle est mis en relation permanente, par un petit tuyau, avec la canalisation d'eau de la Ville. Celle-ci est à une pression effective d'environ 3 kilogrammes par centimètre carré, tandis que l'intérieur du cylindre, à ce niveau, ne subit que la faible charge d'eau résultant de la hauteur du réservoir A. Si donc l'un ou l'autre des cuirs emboutis donne lieu à un passage liquide, c'est l'eau de la Ville qui fait tous les frais du remplissage ou de la fuite extérieure.

On mentionnera enfin les dispositions de la soupape à flotteur placée dans le récipient supérieur B (fig. 67).

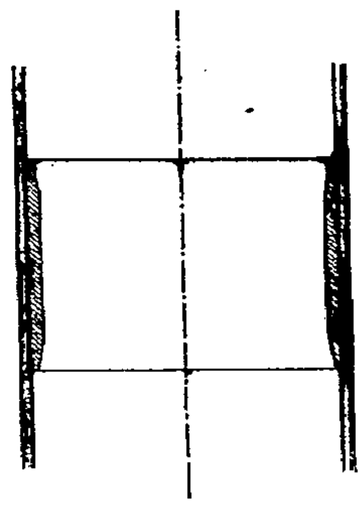


Fig. 72. — Ascenseur *Samain*.

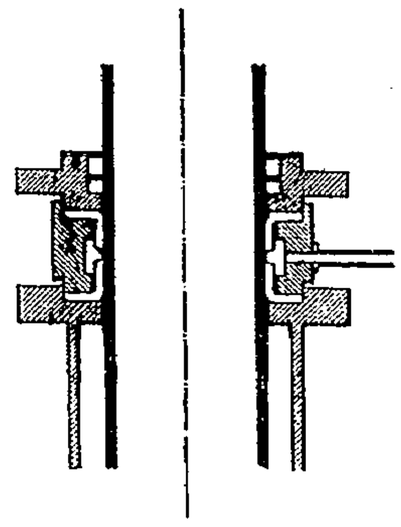


Fig. 73. — Ascenseur *Samain*.

Guidée par des ailettes et par une tige supérieure, cette soupape, en bronze garni de caoutchouc, est normalement tenue soulevée par un ressort à boudin, dont la force n'est que juste suffisante pour cet office. Le long de la tige, se meut librement, avec un jeu notable, un flotteur de bois, en forme de disque et d'un poids assez lourd. En cas de manque d'eau, ce flotteur viendrait directement peser sur la soupape et surmonterait amplement la résistance du ressort. Le système ne comporte aucune articulation.

Ascenseurs hydro-électriques de la station de Shepherd's Bush au Central London ry (*Engineering, 5 février, p. 189*). Ces ascenseurs sont (fig. 74) au nombre de 4, côte à côte, dans deux puits de 6 m. 90 de diamètre, avec deux cages dans chaque puits. Chaque ascenseur peut enlever de 70 à 80 personnes, à une hauteur de 12 m. 70. Il y a deux pompes triples (fig. 77) commandées par courroies au moyen de dynamos ; chacune de ces pompes débite par minute 230 litres d'eau à la pression de 42 kilog. par centimètre carré sous un accumulateur ; les arrêts et mises en train de ces moteurs sont commandés par les taquets et commutateurs représentés en fig. 78. Chaque ascenseur est dépourvu d'un mouflage hydraulique, avec chacun deux pistons de 200 millimètres de diamètre fonctionnant dans deux cylindres renversés, de manière que les pistons fonctionnent en descendant, course 3 m. 20, multiplication 4 : 1. Les valves de distribution : contrôle et mise en train, disposées au fond des puits (fig. 74), sont du type à plongeur équilibré arrêtant automatiquement l'ascenseur si les plongeurs dépassent leurs courses normales en fermant à la fois les orifices d'admission et d'échappement, et de même, en cas de rupture de la corde de manœuvre de ces distributeurs, la pression de l'eau les ferme automatiquement Cette corde a ses deux bouts attachés à la cage et passe en haut sur des poulies et en bas sur un galet du levier de manœuvre du distributeur, de sorte que si la corde se cale, le mouvement de la cage ferme le distributeur en entraînant la corde ; la manœuvre de la corde se fait par de petits treuils dans les cages, qui l'allongent ou qui la raccourcissent suivant que l'on ouvre ou ferme l'admission d'eau aux mouflages. Aux fonds de courses du mouflage, des taquets ferment graduellement l'admission par des valves d'arrêts spéciales. Les cabines sont suspendues par 5 câbles d'acier, dont chacun, assez fort pour supporter à lui seul la cabine, et ces cinq câbles, qui passent sur le mouflage, n'ont à supporter que le poids des voyageurs, le poids de la cabine étant équilibré par 3 autres câbles aussi forts. La fig. 81 représente l'attache de ces câbles à la cabine ; la fig. 82 représente leur ancrage sur les poutres d'attache ; les contrepoids sont représentés sur la fig. 83. En outre, chaque cabine porte un frein à mâchoires d'acier que l'on peut serrer sur les guidages par l'interposition d'un coin à vis entre des mâchoires, dont l'arbre porte, à son extrémité, un tambour maintenu dans sa position normale par un rochet, et sur lequel est enroulée une sixième corde de

sûreté (fig. 81), passant sur une poulie au haut du puits et sur un contrepoids qui monte et descend avec la cage. Si les câbles de levée se rompent, la corde de sûreté, tendue par un ressort de la cabine, cède en détendant ce ressort, déclenche le rochet du tambour du frein et le serre avec une énergie donnée par le contrepoids de la corde de sûreté. Les guides des cabines sont des tiges d'acier

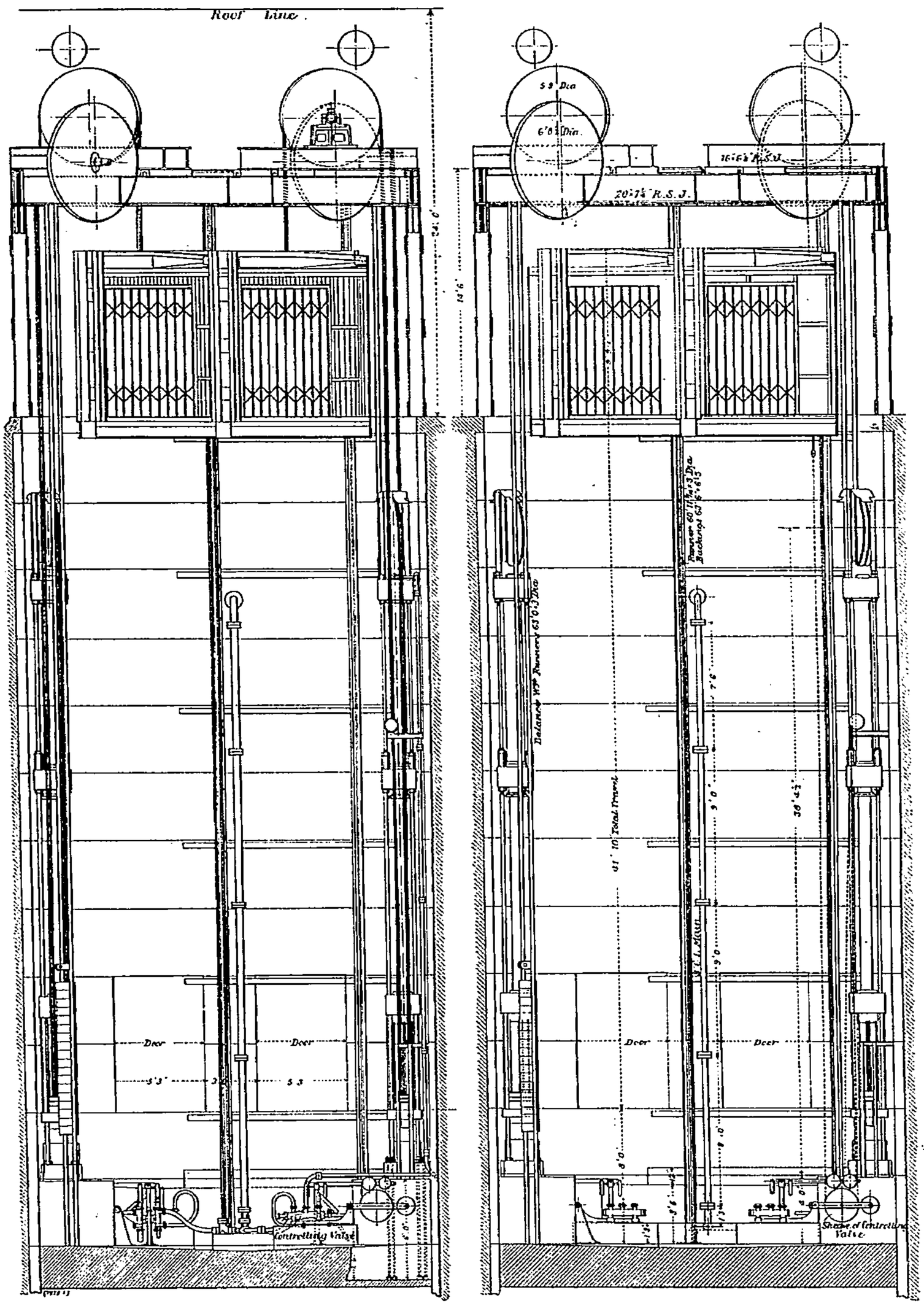


Fig. 74. — Ascenseurs de la Station de *Shepherd's Bush*. Ensemble d'un ascenseur.

de 63 millimètres de diamètre (fig. 84), fixées sur des fers à T guidant la cabine par des glissières en fonte pivotées de manière à s'emboîter exactement sur les guides. Les accumulateurs sont du type usuel et d'une capacité suffisante pour deux ascensions; comme chacune des pompes est capable de renvoyer à l'accumulateur l'eau d'une ascension en une minute, on peut faire une ascen-

sion, aller et retour, en une demi-minute, ce qui ne suffit pas toujours. Les cages font l'aller et le retour en 12 secondes, à la vitesse d'environ 1 m. 25 par seconde. Les deux pompes sont actionnées chacune par une dynamo de 40 chevaux, faisant 625 tours par minute sous 500 volts, et pourvues

Fig. 75.

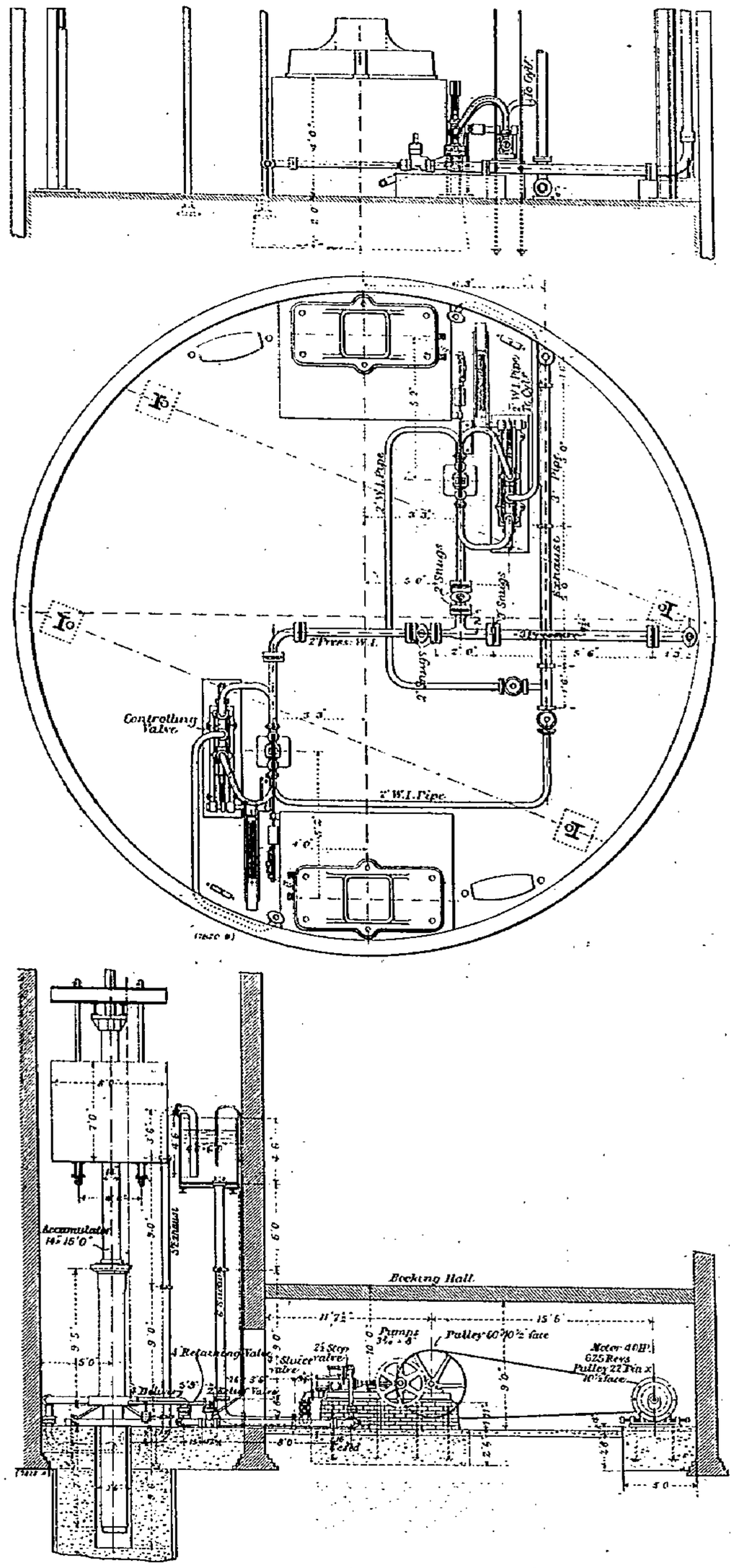


Fig. 76.

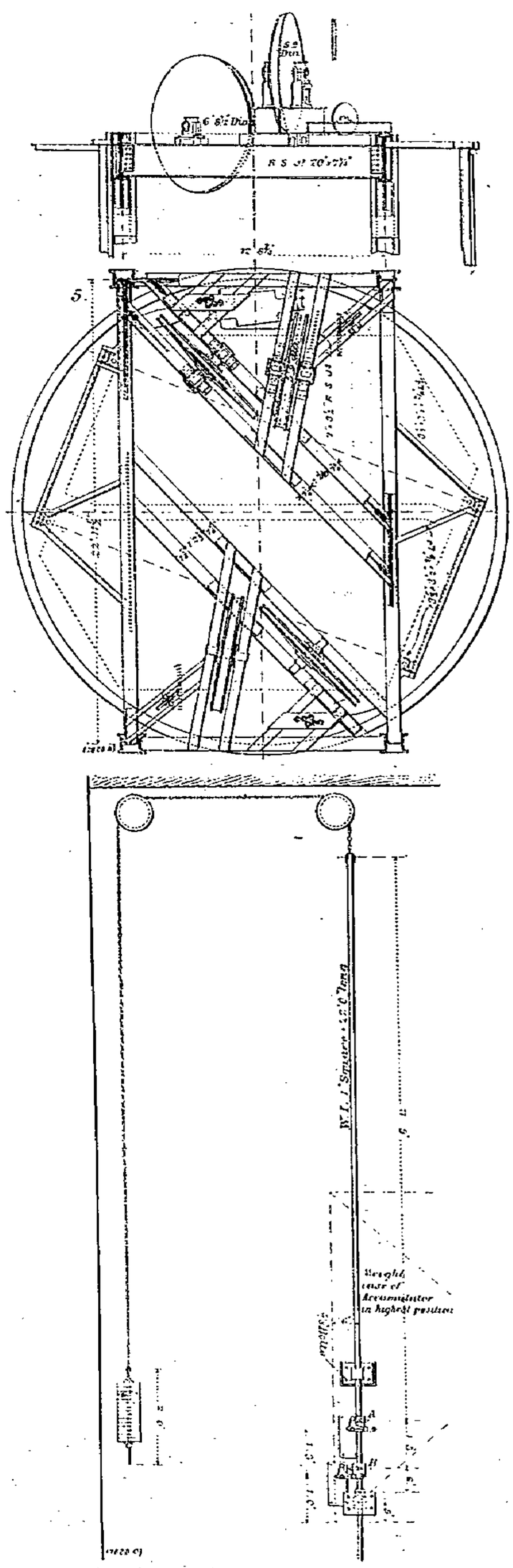


Fig. 77. Fig. 78.

Fig. 75 à 78. — Ascenseurs de *Shepherd's Bush*.

chacune d'un contrôleur spécial, commandé par des commutateurs actionnés par l'accumulateur; à cet effet, deux taquets de la cage attaquent alternativement une tige qui coupe le courant de la dynamo quand l'accumulateur arrive au haut de sa course et le referme dès qu'il est descendu

d'une certaine hauteur. Les commutateurs sont en double, de manière à assurer la fermeture du circuit dès que l'accumulateur baisse et pour permettre la réparation d'un de ces commutateurs en cas d'avarie. Le contrôle consiste en un tableau avec coupe-circuit à souffle-étincelles magnétiques et rhéostat commandé par l'armature à dash-pot d'un long solénoïde vertical ; les balais de ce rhéostat sont en carbone, et chacun de ces contrôleurs peut se relier à volonté à l'une ou l'autre des

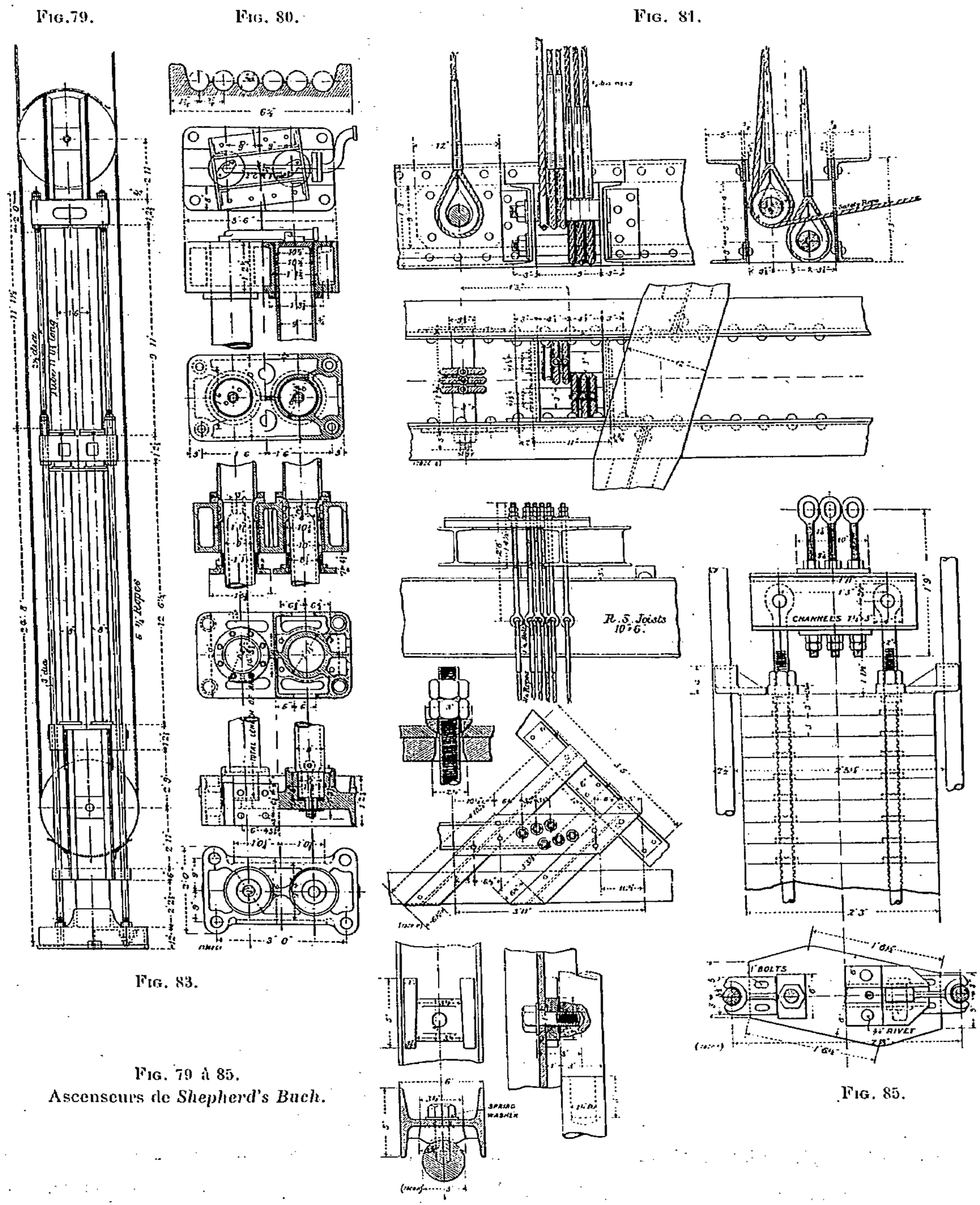


Fig. 79 à 85.
Ascenseurs de *Shepherd's Buch.*

deux dynamos. Ces ascenseurs fonctionnent depuis quelque temps d'une façon très satisfaisante. Construits par *Waygood et Cº*, Great Dover St., London S. E.

Déchargeur de rails du Pennsylvania Rr. (*Railroad Gazette, 3 juin, p. 422*). Constitué (fig. 86) par deux petites grues à air comprimé attachées au wagon par un appui A et un serrage excentré B, s'adaptant à la hauteur de ces côtés. Le cylindre à air comprimé, de 2 m. 45 de course × 125 de diamètre, attaque par mouflage simple un câble de 6 millimètres, avec pince pour saisir les rails

Les deux grues sont branchées sur la conduite d'air comprimé du train par un robinet à trois voies. Une pompe de 240 × 250, marchant à 25 coups par minute, suffit pour les alimenter. La décharge se fait avec quatre hommes : deux sur le wagon et deux sur la voie.

Calcul d'un déclic de sonnette, d'après M. U. **Peters** (*American Machinist, 2 janvier, p. 1768*). Le poids W (fig. 87) à lâcher au moment voulu par le déclic TH, est suspendu en L. La composante c, normale à *oo*, agit avec un bras de levier *i*, égal à 0,2 ou 0,25 *m*, et ce moment doit contrebalancer

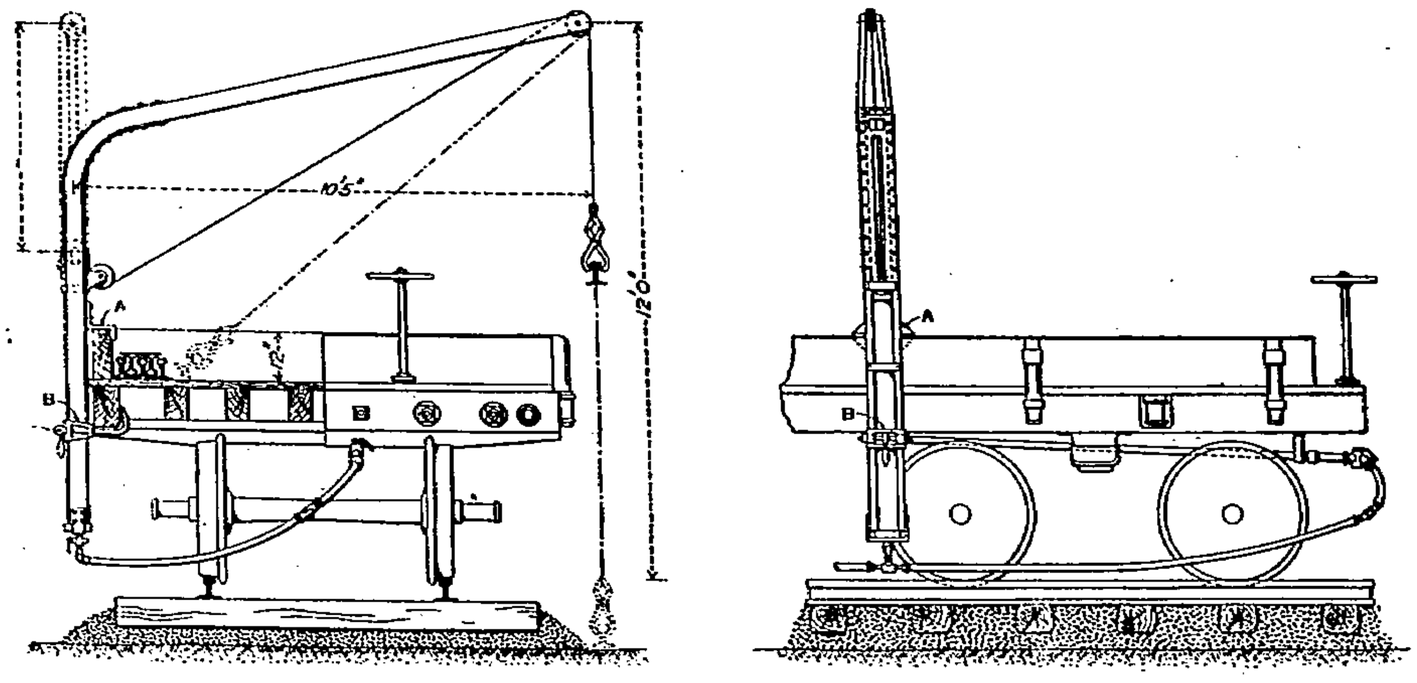


Fig. 86. — Déchargeur de rails du *Pennsylvania Rr.*

largement celui du poids du levier T et de sa corde pour que le déclic ne s'ouvre pas par les vibrations. L'angle A′ ne doit pas être inférieur à 18° pour assurer le glissement de L sur H. Le frottement R de c sur T est de 0,2c, et est donné, d'autre part, par la relation $R = \frac{n}{m} P$, en pratique, 6P, P étant la traction sur la corde de T. On en déduit la relation $c = \frac{P}{f}\frac{n}{m}$, ce qui donne, pour P = 40 kilog., c = 1.200 kilog.; c'est-à-dire que, pour une charge donnée W, c ne doit

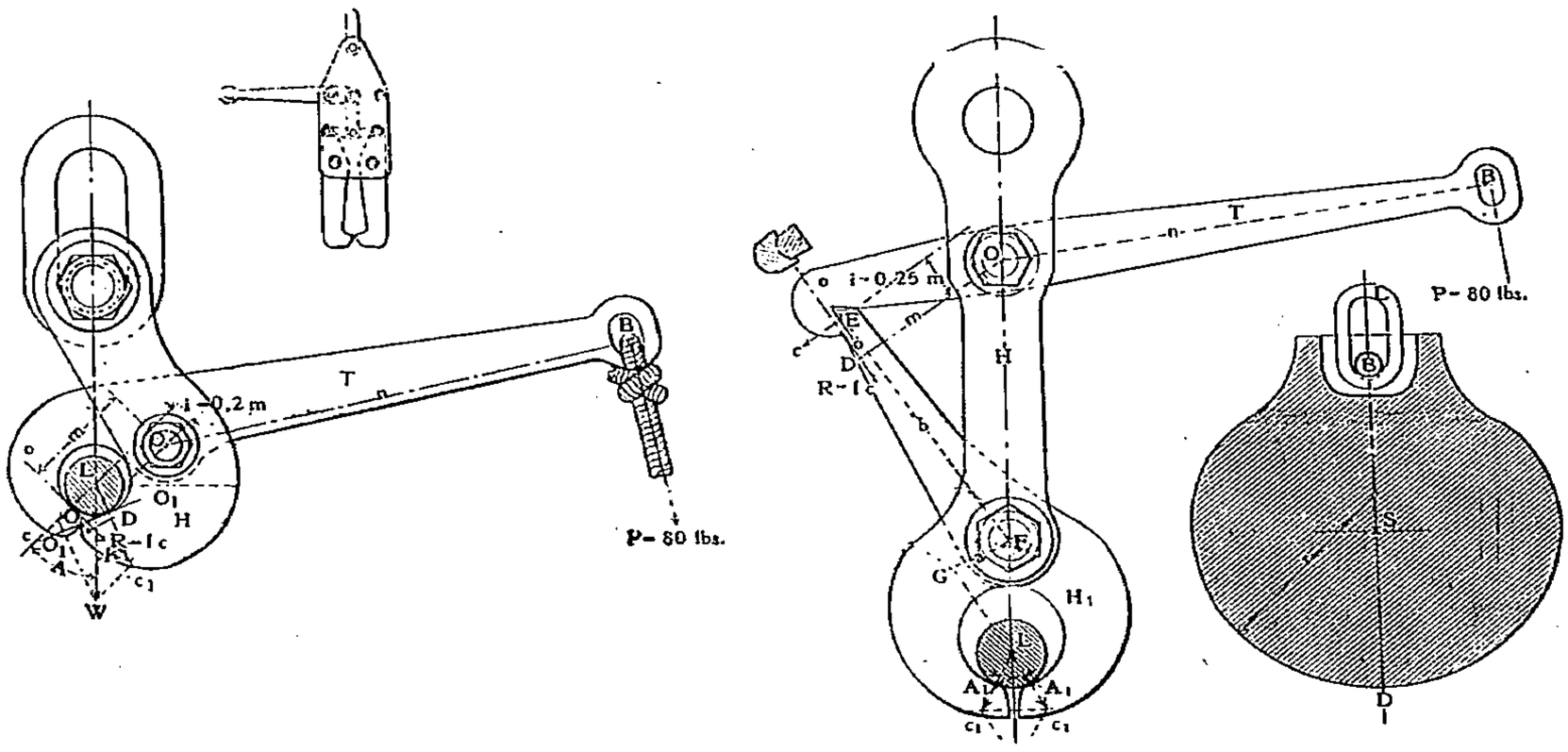


Fig. 87 à 89. — Calcul d'un déclic de sonnette.

pas dépasser 1.200 kilog., si l'on veut pouvoir ouvrir le déclic en n'exerçant sur la corde de T qu'un effort de 40 kilog. On a aussi $cb = c'a$, d'où $c' = \frac{Pnb}{fma}$, et pour $b/a = 4{,}2$, avec les valeurs précédentes de f, P et m/n, il vient $c' = 1.200 \times 4{,}2 = 5.040$ kilog. En fig. 88, les composantes c et c′ sont égales, et l'on a $\cos A' = W/2c' = \frac{Wmfa}{2Pnb}$, d'où, pour W = 7.800 kilog., comme exemple, $\cos A' \frac{2 \times 5.040}{7.800} = 0{,}75$, soit A′ = 40°. Le poids W doit être de la forme fig. 89, avec un rayon *r* plus grand que la distance SD de son centre de gravité au sol, de manière qu'il se place de lui-même dans la position figurée, avec son anneau L prêt à être accroché par le déclic.

OUVRAGES RÉCEMMENT PARUS

OUVRAGES ANGLAIS

Dock engineering, par M. B. Cunningham. In-8°, 560 p., 468 fig. Londres, Griffin (30 s.).
The Lay-out of the Corliss valve gears, par M. S.-A. Moss. In-8°, 108 p. New-York, Van Nostrand.
Electrical engineering measuring instruments for commercial and laboratiry purposes, par M. G.-D. Aspinall. Londres, Blackie (9 s.).
Locomotive breakdowns, emergencies and their remedies, par M. G. Fowler. Londres, Spon (6 s. 6 d.).
Up to date air brake catechism, par M. R.-H. Blackall. Londres, Spon (8 s. 6 d.).
Entropy, or thermodynamics from an engineer's standpoint, and the reversibility of thermodynamics, par M. J. Swinburne. Londres, Constable (4 s. 6 d.).
Steam boilers, their theory and practice design, par M. H. Parsons. Londres, Longmans Green (10 s. 6 d.).
The patternmaker, journal mensuel, abonnements 1 dol. par an, publié par l'*Iron and steel press C°*, Cleveland, Ohio.
English and american steam carriages and traction engines, par M. W. Fletcher. Londres, Longmans Green (15 s.).
Saw-mill practice, par M. W.-J. Blackmuir. Londres, W. Rider (3 s. 6 d.).
Theory and practice of modern framed structures, par MM. Johnson, Bryan et Turneaure, 8e édit. Londres, Chapman-Hall (42 s.).
Workshop cost for engineers and manufacturers, par MM. S. et F. Pearn. Londres, *Technical publishing C°* (21 s.).
Machines and tools employed in the working of sheet metals, par M. R.-B. Hodgson. In-8°, 311. p 282 fig. New-York, Van Nostrand (2 dol.).
Ore and stone mining, par Sir C. Le Neve Foster. 5e édit. Londres, Griffin (34 s.).
Naval architecture, par M. C.-H. Peabody. New-York, J. Wiley (7 dol. 50).
Rustless coatings; corrosion and electrolysis of iron and steel, par M. P. Wood. In-8°, 432 p. New-York, J. Wiley (4 dol.).
Modern engines and power generators, par M. R. Kennedy, vol. II. Londres, Claxton (9 s.).
Gasworks Construction and arrengment, manufacture and distribution of coal gas, par M. S. Hughes. In-8°, 6e édit. Londres, G. Lockwood (6 s.).
American Society for testing materials; 6e meeting (1903). Proceedings, vol. III. In-8°, 490 p. Philadelphie University of Pennsylvania.
Workshop Cost, par MM. S. et E. Pearn. In-8°. Manchester, *Technical publishing C°* (21 s.).
Hydraulic power and hydraulic machinery, par M. H. Robinson. In-8°, 60 pl. Londres, Griffin (34 s.).
Pioneer irrigation, par MM. Mawson et Calthrop. In-8°, 250 p. Londres, Crosby Lockwood (10 s. 6 d.).
Lectures on iron founding, par M. T. Turner. In-8°. Londres, Griffin (3 s. 6 d.).
Modern machine shop tools, par M. Van Dervoort. In-8°, 673 fig. Londres, Crosby Lockwood (21 s.).
Electric motors. Theory and construction, par M. H. Hobart. In-8°, 500 p. Londres, Whittaker (12 s. 6 d.).
Steam in covered and bare pipes, par M. C. P. Paulding. In-8°, 102 p. New-York, Van Nostrand (2 d.).

OUVRAGES ALLEMANDS

Die angewandte Elastizitats und Festigkeitslebre, par M. Tetmayer. Vienne, F. Deutike (16 m.).
Die neueren Kraftmaschinen, ihre Kosten und ihre Verwendung, par M. Otto Marr. Berlin, Oldenbourg (3 m.).
Lehrbuch der technischen Mechanik, par M. H. Tallavist. Zurich, E. Speidel (16 m.).
Handbuck der elektrischen Eisenbahn, par M. E.-C. Zehne, 315 fig., 66 pl. Wiesbade, C.-W. Kreidels (27 m.).
Uber den hydraukischen Virkungsgrad von Turbinen als Kraftmaschinen und Pumpen, par M. R. Probll. In-8°, 28 p., 3 pl. Berlin, J. Springer (1 m. 60).
Kesselhaus und Kalkofenkontrolle auf Grundgasometrischer, kalometrischer usw Untersuchungen, par M. J. Steyffart. Magdebourg, Schallehn et Wollbruck. In-8°, 152 p., 30 fig. (8 m.).

Untersuchungen uber den Energieverlust des Vassers in Turbinenkanalenn, par M. Herman Oesterlin. In-8°, 75 p., 8 fig. Berlin, Springer (3 m.).

Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und Kessel, par M. G. Bauer. 728 p., 535 fig., 17 pl. Berlin, Oldenbourg (18 m. 50).

Die Eigenschaften und physikalischen Gesetze der Luft und des Dampfes, par M. S. Martens. 61 p., 13 tableaux. Leipsig, Schootze (2 m. 50).

Luftverunreineinigung und Ventilation mit besonderer Rucksicht auf Industrie und Gewerbe, par M. J. Rambouser. Vienne, Hartleben (7 m. 50).

Die Bahnmotoren fur Gleichstrom, par MM. Muller et Mattersdorf. In-8°, 231 p., 11 pl. Berlin, J. Springer (15 m.).

Die Dampfturbinen, par M. R. Mewes. In-8°, 375 p. (8 m. 70).

Die Hebereuge, par H. Bethmann. In-8°, 475 p., 704 fig. Brunswick. F. Vieweg (12 m.).

Hilfsbuch fur den Maschinenbau, par M. Freytag. In-8°, 1.016 p., 867 fig. Berlin, J. Springer (10 m.).

TABLE ALPHABÉTIQUE ET ANALYTIQUE DES MATIÈRES

Du Premier Semestre de l'année 1904.

B

Bibliographie. 151, 172, 572, 631.
Biographie. Thurston (Dwelshauvers-Dery), 101.

C

CHAUDIÈRES

A tubes d'eau. Brotan, 393 ; Babcox-Wilcox, 399 ; Duchesne, 394 ; Rowan (instantanée), 400 ; Roberts, 394 ; Sneddon, 394 ; Turgan, 510 ; Yarrow, 399.
— *Tubes en acier-nickel*, 399.
— *tubulaires.* Marine. Inglis, 400.
Alimentation.
— *Épurateurs* (Les). (Stromeyer et Baron), 57, 73 ; Archbutt-Deeley, 65 ; Babcox-Wilcox, 65 ; Bell, 67 ; Boby et Chevalet, 67 ; Carrod, 68 ; Doulton, 68 ; Lassen et Hjort, 70 ; Maxim, 70 ; Porter Clark, 70 ; Pulinx, 400 ; Reisert, 70 ; Stanhope, 72 ; Wollaston, 72.
— *Injecteurs.* Kneas, 403.
— *Pompes.* Heisler, 403.
— *Réchauffeurs* aux stations centrales, 404.
— *Régulateur.* Thornycroft et Bale, 404.
Clapet d'arrêt. Hubner et Meyer, 416.
Foyers *au pétrole.* Flannery et Boyd, 406 ; Johnstone, 406.
— *à charbon pulvérisé*, 410.
— *Grilles.* Hartmann, 410.
— *Indicateur de marche.* Kilroy, 406.
Tirage forcé. 405.
Joints flexibles. Harter, 416.
Manomètres. Shaeffer, Budenberg, 411.
Sécheur de vapeur. Babbage, 412.
Surchauffeurs. Schwoerer (Brull), 412 ; Stirling, 413.
Tubes de niveau. Birlé et Defauconpret, 413 ; Wood, 413.
Valve réductrice. Waring, 416.

CHEMINS DE FER

Automotrices à pétrole du North Eastern, 510 ; à vapeur du Nord, 510.
Locomotives compound 4 cylindres (de Glehn), 493 ; à 2 et 4 cylindres du Midi, essais Marchis-Ménétrier, 496 ; Express Atcheson-Topeka, 497.
— *à marchandises.* 8 couplées. Bengal-Nagpur, 493 ; Atcheson-Topeka, 499.
— *Tender* banlieue 8 couplées Great Northern, 493.
— *à vapeur surchauffée.* État saxon, 499 ; État prussien, 502 ; Canadian Pacific, 503 ; Chemins du Cap, 505 ; Surchauffeurs. Hagans, 510 ; Smith, 499, 502, 503, 505 ; Pielock, 508.
— *Chambre de combustion* du Méditerranéen Italien, 500.
— *Stuffing-box* métallique, 507.
— *Tiroirs-pistons*, 497, 507.

E

Engrenages coniques (Note sur les). (Dubosc), 181.
Écoulement des gaz dans les tuyaux. (Threlfall), 362.

H

HYDRAULIQUE

Émulseurs. Rendement des, 606.
Mouvement varié dans les conduites d'eau sous pression (Théorie). (Allievi), 10, 230 ; Rateau, 1.
Turbines du Niagara, 613 ; Giesler, 620.
Amortisseur. Lombard, 620.
Turbo-machines hydrauliques (Réversibilité des). (Yankowski), 417.
Pompes. May, 597 ; Vogel, Worthington, 605.
Pompes centrifuges. De Laval, Jackson, Sulzer, Hanson, Krogh, Kugel et Gelpke, Middleton, 597, 605.
Pompes à incendies automotrices. Weyher et Richmond, 513 ; Merryweather, 517, 597.
Pompes des Docks de Chatham, 517 ; des eaux d'Anvers, 595 ; de Chicago, 593.
Prise d'incendies. Etchell, 607.
Pulsomètre. Husmann, 607.
Roues Pelton. Régulateurs Watson Laidlaw et Pitman, 607 ; Rendement : expériences Henry, 609 ; Roue pour laminoir, 611.

I

Indicateur de vitesse. Luc Denis, 268.

Indicateurs. Bosworth, 389 ; Doran et Taggart, 386 ; Crosby, 387 ; Davidson, 388 ; Hitchock, 390 ; Tuch, 386 ; Trill, 389 ; à ressorts extérieurs (Grimshaw), 390.

J

Jets de sable (Machines à). (Franche), 23, 341, 549 ; Tilghman, 32, 564 ; Mathewson, 342, 344, 349, 354, 569 ; Réaffûtage des limes, 549 ; Richardson, 566 ; Application aux grands travaux, 563.

L

APPAREILS DE LEVAGE

Ascenseurs de la Plunger Elevator C°, 621 ; Samain, 623 ; du Central London, 626.

M

MACHINES-OUTILS

Marteau. L. Denis, 376.

Tour revolver. Bullard, 52.

Pignons (Machines Nardin, 573, à tailler les). Gleason, 265 ; Rice, 260.

Roues. Fabrication aux usines de Défiance (Ohio), 173.

MOTEURS THERMIQUES

MOTEURS A VAPEUR. Allis 4.000 chevaux, 74 ; Castelnau, 77 ; Forney, 78 ; Petsche, 77.

— *à vapeur froide.* Windhausen, 274.

— *à vapeur surchauffée.* Rice, Sergeant. Essai, 77.

— *des stations électriques*, 77.

Condenseurs. Alberger, 99 ; Balke, 187 ; Conover, 95 ; Paxman et King, 97 ; Reuter, 95 ; Tomlinson, 100 ; Worthington, 97.

Pompes à air. Herriot, 96 ; Downie, 97 ; Edwards et Thomson, 97 ; Franklin, 97 ; Jennings et Thwaites, 97 ; Worthington, 98.

Distribution. Dimension des canaux (Guthermuth), 469.

— *Coulisses.* Woolf, 200 ; Stead et Davidson, 202.

— *Excentrique variable.* Lentz, 202.

— *Tiroirs-pistons.* Lovekin, 199 ; Reeves, 199.

Pistons (Résistance des). Codron, 317.

Garnitures. Théorie (Wingfield), 207 ; Ward, 206.

Turbines. Théorie (Stodola), 41, 152 ; Essais. 368, 482 ; Bentley, Junggren et Garroway, 81 ; Brown-Bovery, 85, 86 ; Curtis, 580 ; Davey, 585 ; Dodge, 89 ; Emmet, 91 ; Hedlund, 589 ; Hodgkinson, 492 ; Laval, 153, 490 ; Levin, 584 ; Lindmark, 580 ; Parsons, 159, 371 ; Paxman et King, 82 ; Rateau, 165, 373, 577 ; Stumpf, 156, 492 ; Société de Schibauerdam, 85 ; Siemens et Halske, 83 ; Westinghouse, 86, 369, 482, 487, 584 ; Wilkinson, 80 ; Zoelly, 158, 589.

Réchauffeurs. Emploi dans les compound (Barrus), 78.

Régulateurs. Busset-Schiller, 202 ; Kuhlewind, 204 ; Mac Kinney, 202 ; Petsche, 202.

Stuffing-Boxe. Métalliques (Longsteh), 205 ; Dujardin, 204 ; Lancaster et Tonge, 204 ; Proell, 204.

MOTEURS A GAZ. Butler (compound), 283 ; Crossley, 279, 293 ; Claudel, 290 ; Fielding et Platt, 288 ; Korting, 200 chevaux, 286 ; Nuremberg, 288, 295 ; Thwaite, 284 ; Vogt, 281 ; William et Robinson, 288.

Allumages. Cannevel, 293 ; Crossley, Claudel, Clément, 291 ; Graham et Marks, 293 ; Wolseley, 293.

Applications. Pompes de Pittsburg, 286 ; Poste d'incendies de Philadelphie, 277.

Distribution. Deutz, 296 ; Humphrey, 296 ; Renaud, 298 ; Riley, 297.

Influence des parois. (Barstow et Alexander), 296.

Réglage. Crossley et Webb, 293 ; Clément, 296 ; Krebs, 295 ; Mors, 293 ; Nuremberg, 295.

Stéréogrammes (Des). (Diederichs), 276.

Gazogènes (Les). Martin, 307 ; Bollinckx, 306 ; Cail, 301 ; Catier, 312 ; Crossley et Rigby, 301 ; Daniels, 301 ; Deschamps, 303 ; Fielding, 301 ; Grow, 309 ; Maréchal et Barrière, 311 ; Mond, 307 ; Pierson, 308 ; Thwaite, 299 ; Welmann-Seaver, 299 ; Witfield, 311 ; Winterthur, 312.

Graissage. Crossley, 313.

MOTEURS A PÉTROLE. Crossley, 313, 316 ; Graham et Beeching, 316 ; Herald, 380 ; Ostergreen, 383.

Carburateurs. Belgica, 384 ; Holroyd-Smith, 384 ; Longuemare, 384 ; Mors, 384 ; Grouvelle, Arquembourg, 386.

Sur les navires. (Thornycroft), 380.

MOTEURS A ALCOOL. Phénomènes de la combustion (Sorel), 121, 521. *Carburation*, 121 ; *Action simultanée de la chaleur et de l'oxygène*, 136 ; *Action des métaux*, à l'abri de l'oxygène libre, 141 ; limites de la *combustion*, 531 ; propagation, 534 ; température, 536 ; pouvoir explosif, 538 ; chaleur spécifique des produits de la combustion, 540 ; pression maxima, 543. *Combustion pratique dans les moteurs*, 544.

Moulage mécanique (Avaurieu), 209, 451. Préparation du sable, 209 ; Couches et plaques modèles, 215, 220 ; Machines à démouler de la Badische Maschinenfabrik, 222, 226 ; Oppenheim, 223, 225 ; Machines hydrauliques, 461.

R

Roulements sur billes. Théorie. (Lecornu), 465.

BIBLIOTHÈQUE NATIONALE R.F. IMPRIMÉS

TABLE

ALPHABÉTIQUE DES NOMS

Du Premier Semestre de l'année 1904

TABLE ALPHABÉTIQUE DES NOMS

Du Premier Semestre de l'année 1904.

A

Alberger. Condenseur, 99.
Alliévi. Coups de bélier, 10, 230.
Allis. Machines à vapeur, 74.
Archbutt-Deeley. Épurateur, 65.
Avaurieu. Montage mécanique, 209-451.

B

Babbage. Sécheur de vapeur, 412.
Babcox-Wilcox. Chaudière, 399.
— Épurateur, 65.
Balke. Condenseur, 187.
Barrus. Emploi des réchauffeurs, 78.
Barstow et **Alexandre**. Influence des parois des moteurs à gaz, 296.
Belgica. Carburateur, 384.
Bell. Épurateur, 67.
Bentley. Turbine, 81.
Birlé et **Defauconpret**. Tube de niveau, 413.
Boby et **Chevalet**. Épurateur, 67
Bollinckx. Gazogène, 306.
Bosworth. Indicateur.
Brotan. Chaudière, 393.
Brown-Bovery. Turbine, 85, 86.
Bullard. Tour revolver, 52.
Busset-Schiller. Régulateur.
Butler. Moteur à gaz, 283.

C

Cail. Gazogène, 301.
Callendas. Essai de moteur à pétrole.
Cannevel. Allumage, 293.
Carrod. Épurateur, 68.
Castelnau. Moteur à vapeur, 77.
Catier. Gazogène, 312.
Claudel. Moteur à gaz, 290.
— Allumage, 291.
Clément. Allumage, 291.
— Réglage, 296.
Codron. Résistance des pistons, 317.
Conover. Condenseur, 95.
Crossby. Indicateur, 387.
Crossley. Moteur à gaz, 279, 291 293, 313.
— A pétrole, 313, 316.
— Gazogène, 301.
Curtis. Turbine à vapeur, 580.

D

Daniels. Gazogène, 301.
Davey. Turbine à vapeur, 585.
Davison. Indicateur, 388.
Denis. Indicateur de vitesse, 368.
— Marteau, 376.
Deschamps. Gazogène, 303.
Deutz. Moteur à gaz, 296.
Diederichs. Stéréogrammes, 276.
Dodge. Turbine, 89.
Doran et **Taggart**. Indicateur, 386.
Doulton. Épurateur, 68.
Downie. Pompe à air, 97.
Dubosc. Engrenages coniques, 181.
Duchesne. Chaudière, 394.
Dujardin. Stuffing-box, 204.

E

Edwards. Condenseur, 97.
Emmet. Turbines, 91.
Ensign. Fabrication des roues, 173.
Etchell. Prise d'incendies, 607.

F

Fielding et **Platt**. Moteur à gaz, 288.
— Gazogène, 301.
Flannery et **Boyd**. Foyer au pétrole, 406.
Franche. Machine à jets de sable, 23, 341, 549.
Franklin. Pompe à air, 97.
Forney. Moteur à vapeur, 78.

G

Garroway. Turbine, 81.
Gleason. Machine à tailler les pignons, 265.

Giesler. Turbines, 620.
Graham et **Beeching**. Moteur à pétrole, 316.
Graham et **Marks**. Allumage, 293.
Grimshaw. Indicateurs à ressorts extérieurs, 390.
Grouvelle-Arquembourg. Moteur à pétrole, 386.
Grow. Gazogène, 309.
Gutermuth. Distribution de machines à vapeur, 469.

H

Hagans. Surchauffeur, 510.
Hanson. Pompe centrifuge, 602
Hartmann. Grille, 410.
Haster. Joints flexibles, 416.
Hedlund. Turbine à vapeur, 589.
Heisler. Pompe alimentaire, 403.
Herald. Moteur à pétrole, 380.
Hitchock. Indicateur, 390.
Hodgkinson. Turbine, 492.
Holroyd-Smith. Carburateur, 380.
Hubner et **Meyer**. Clapet d'arrêt, 416.
Humphrey. Moteur à gaz, 296.
Husmann. Pulsomètre, 607.

I

Inglis. Chaudière, 400.

J

Jackson. Pompe centrifuge, 600.
Jennings et **Thwaites**. Pompe à air, 97.
Johnstone. Foyer au pétrole, 406.
Junggren. Turbines, 81.

K

Kilroy. Indicateur de chauffe, 406.
Kneas. Injecteur, 403.
Korting. Moteur à gaz, 286.
Krogh. Pompe centrifuge, 602.
Krebbs. Moteur à gaz, 295.
Kugel et **Gelpke**. Pompe centrifuge, 602.
Kuhlewind. Régulateur, 204.

L

Laval. Pompe centrifuge, 597.
— Turbine, 153, 490.
Lancaster et **Tonge**. Stuffing-box, 204.
Lassen et **Hjorth**. Épurateur, 70.
Lecornu. Roulements sur billes, 465.
Lentz. Distribution, 202.
Levin. Turbine à vapeur, 584.
Lindmark. Turbine à vapeur, 586.
Lombard. Amortisseurs, 620.
Longsteh. Stuffing-box métalliques, 205.
Longuemare. Carburateur, 384.
Lovekin. Distribution, 199.

M

Mathewson. Machine à jet de sable, 342, 344, 349, 354, 562.
Maréchal et **Barrière**. Gazogène, 311.
Martin. Les gazogènes, 307.
Maxim. Épurateur, 70.
May. Pompe, 597.
Merryweather. Pompe à incendies, 517, 597.
Middleton. Pompe centrifuge, 605.
Mond. Gazogène, 307.
Mors. Moteur à pétrole, 293, 384.

N

Nardin. Machine à tailler les pignons, 573.
Nuremberg (Société de). Moteur à gaz, 288, 295.

O

Oppeinhem. Machine à moules, 223, 225.
Ostergreen. Moteur à pétrole, 383.

P

Parsons. Turbine, 159, 371.
Paxman et **King**. Condenseur, 97.
— Turbine, 82.
Pielock. Surchauffeur, 508.
Pelton. Roues, 607, 610.
Petsche. Machine à vapeur, 77.
Pierson. Gazogène, 308.
Pitman. Régulateur de roues Pelton, 607.
Plunger Elevator C°. Ascenseur, 621.
Porter. Épurateur, 70.
Proell. Stuffing-box, 204.
Pulinx. Épurateur, 400.

R

Rateau. Coupe de bélier, 1.
— Turbine, 165, 373, 577.
Reeves. Distribution, 199.
Renaud. Moteur à gaz, 298.
Reisert. Épurateur, 70.
Reuter. Condenseur, 95.
Rice. Machine à tailler les pignons, 260.

Rice-Sergeant. Machine à vapeur surchauffée, 77.
Richard (G.). Chroniques, 52, 173, 268, 362, 469, 573. Littérature des périodiques et brevets, 74, 187, 260, 380, 493, 593.
Richardson. Affûtage des limes, 566.
Riley. Moteur à gaz, 297.
Roberts. Chaudières, 394.
Rowan. Chaudières, 400.

S

Samain. Ascenseur, 623.
Schwoerer. Surchauffeur, 412.
Shaeffer-Budenberg. Manomètre, 411.
Siemens et **Halske.** Turbine, 83.
Smith. Surchauffeur, 499, 502, 503, 505.
Sneddon. Chaudière, 394.
Sorel. Combustion dans les moteurs à alcool, 121, 531.
Stanhope. Épurateur, 72.
Stead et **Davidson.** Distribution, 202.
Stirling. Surchauffeur, 413.
Stodola. Turbines, 41, 152.
Stromeyer et **Baron.** Épurateurs d'eau d'alimentation, 57.
Stumpf. Turbine, 156, 492.
Sulzer. Pompes centrifuges, 600.

T

Thornycroft. Régulateur d'alimentation, 404.
— Moteurs à pétrole sur les navires, 380.
Threefoll. Écoulement des gaz, 362.
Thwaite. Moteurs à gaz, 285.
— Gazogène, 299.
Tilghman. Machine à jet de sable, 32, 564.
Tomlinson. Condenseur, 100.
Trill. Indicateur, 389.
Tuch. Indicateur, 386.
Turgan. Chaudières, 510.

V

Vogt. Moteur à gaz, 281.

W

Ward. Segments de pistons, 206.
Waring. Valve réductrice, 416.
Watson-Laidlaw. Régulateur de roues Pelton, 608.
Wellmann-Seaver. Gazogène, 299.
Westinghouse. Turbine, 86, 369, 482, 487, 584.
Weyher et **Richmond.** Pompe à incendies, 513.
Wilkinson. Turbine, 89.
Williams et **Robinson.** Moteur à gaz, 288.
Windhausen. Machine à vapeur froide, 274.
Wingfield. Garnitures de pistons, 207.
Winterthur. Gazogène, 312.
Witfield. Gazogène, 311.
Wollaston. Épurateur, 72.
Wolseley. Allumage, 293.
Wood. Tube de niveau, 413.
Woolf. Distribution, 200.
Worthington. Condenseur, 97.
— Pompe, 605.

Y

Yankowski. Réversibilité des turbo-moteurs, 417.
Yarrow. Chaudière, 399.

Z

Zoelly. Turbine à vapeur, 158, 589.

MACON, PROTAT FRÈRES, IMPRIMEURS *Le Gérant :* Vve Ch. DUNOD.

PARIS. — 84, rue Oberkampf. — PARIS

Chaînes Galle & Vaucanson

POUR

TOUS USAGES

Ancienne Maison GALLE

E. BENOIT

Successeur

DES MAISONS

GOUVERNET & VAUTIER-GUYOT

CHAINES SPÉCIALES pour AUTOMOBILES

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900. — 5 GRANDS PRIX, 5 MEDAILLES D'OR

APPAREILS de MESURE et de CONTROLE

SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELS

Adoptés par la Marine, les Ponts et Chaussées, les Chemins de fer, l'Assistance publique, le Bureau central météorologique de France, etc. — Enregistreurs appliqués à toutes les branches de l'Industrie, Chimie, Médecine, Électricité. — Chauffage, Mécanique, Météorologie, etc. — Baromètres, Thermomètres, Hygromètres, Indicateurs de niveau, Indicateurs à distance, Manomètres, Marégraphes, Anémomètres, Scrutateurs, Ampèremètres, Voltmètres, Chronographes, Contrôleurs de ronde.

Manometre Enregistreur

Maison RICHARD Frères. — J. RICHARD Sr

25, Rue Mélingue, PARIS (Belleville)

Société Anonyme des Chaudières et Appareils Économiques

CAPITAL 1.000.000 FRANCS

SIÈGE SOCIAL : 34, Rue de Provence, Paris. — Téléphone 210.65.

CHAUDIÈRES SEMI-MULTITUBULAIRES applicables à toutes les industries.

BREVETÉES EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Grand volume d'eau. Maximum de vaporisation. Économie de combustible.
Sécurité absolue, Facilité de conduite, d'entretien et de nettoyage.

ÉCONOMISEUR — RÉCHAUFFEUR D'EAU D'ALIMENTATION

MANDRIN PERFECTIONNÉ

pour le dudgeonnage des tubes de chaudières.

Prospectus et Renseignements sur demande.

L. PÂRIS & Cie

INGÉNIEURS-MÉCANICIENS

19, rue Montéra. -- PARIS

PALANS PARIS A VIS TANGENTE EN DESSOUS
CRICS — TREUILS — MONTE-CHARGES
PONTS-ROULANTS — GRUES — VÉRINS

LOCATION D'APPAREILS PUISSANTS. — FABRIQUE DE CHAINES
Palans de tous systèmes

AGENCE GÉNÉRALE :

60, Rue de Provence, 60

PARIS

SOCIÉTÉ ANONYME DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE D'ANZIN

MOTEURS WINTERTHUR

de 1 à 1.000 chevaux

GAZ DE VILLE

GAZ PAUVRE

GAZ DE HAUTS-FOURNEAUX

ESSENCE — PÉTROLE — ALCOOL

Les mieux construits. — Les plus perfectionnés.

G. PINETTE, CHALON-S-SAONE

MAISON FONDÉE EN 1830

Surface occupée par les usines : 3 hectares

Personnel : 350 ouvriers

EXPOSITIONS UNIVERSELLES PARIS

1878, Médaille d'Argent.

1889, 2 Médailles d'Or. — Croix de la Légion d'Honneur

1900, Grand Prix, Médaille d'Or

MATÉRIEL POUR MINES

Appareils ÉLECTRIQUES, à vapeur et à air comprimé

TREUILS DE DIVERS TYPES

POMPES SOUTERRAINES ET AUTRES

VENTILATEURS SYST. GENESTE-HERSCHER

pour le jour et pour le fond

COMPRESSEURS D'AIR SYST. WEISS — PERFORATRICES & BOSSEYEUSES

CASSE-COKE & CASSE-CHARBON

Crible giratoire Système COXE

INSTALLATIONS COMPLETES

de cassage, criblage et lavage, de sièges d'extraction, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CONDENSATIONS CENTRALES

MATÉRIEL POUR TUILERIES ET BRIQUETERIES

BROYEURS, MALAXEURS

MACHINES A ÉTIRER

Presses à friction

PRESSES A CINQ PANS

à simple et à double pression.

PRESSES POUR BRIQUES

Presse spéciale pour carreaux

MACHINES A TUYAUX

MOULES, FILIÈRES, MONTE-CHARGES, TOILES SANS FIN, ETC.

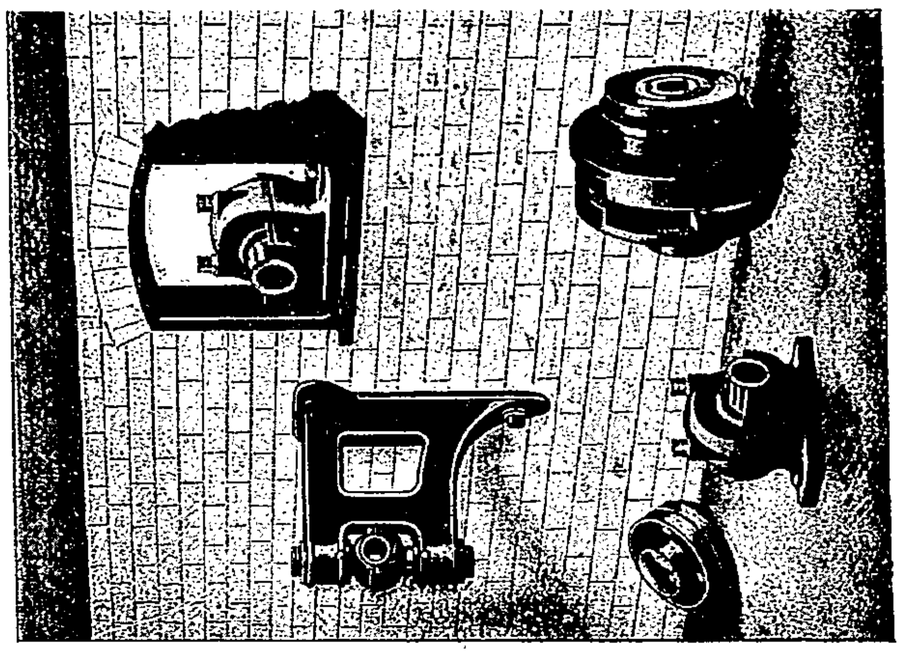
INSTALLATIONS COMPLÈTES

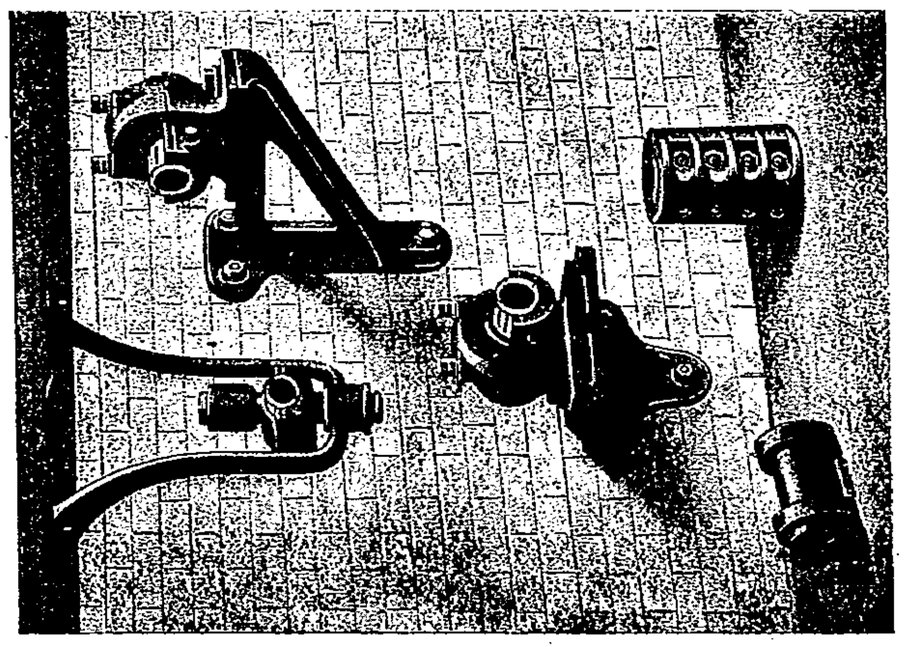
de Tuileries et briqueteries, Fabriques de Briques réfractaires, Fabriques de briques de Laitier, etc

MACHINES A VAPEUR, CHAUDIÈRES, TRANSMISSIONS, ETC.

TRANSMISSIONS "GROB"

208 bis, rue Lafayette, PARIS





ATELIERS DEMOOR

(FIRME J. & M. DEMOOR, H. DEMOOR & Cie SUCCRS)

299, Chaussée d'Anvers

BRUXELLES

Adresse télégraphique : **Ateliers-Demoor-Bruxelles**

TÉLÉPHONE 1622

Représentant général pour la France :

H. LEVEUGLE, INGÉNIEUR

185, Boulevard Voltaire, PARIS

CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

MACHINES-OUTILS

POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX

Exposition Universelle Paris 1889-1900, MÉDAILLE D'OR

Exposition Universelle Anvers 1894, GRAND PRIX

Exposition Universelle Bruxelles 1897, HORS CONCOURS

GÉNÉRATEURS TURGAN

Brevetés en France et à l'Étranger

GÉNÉRATEURS FIXES

Production très intense de vapeur sèche. — Conduite très facile et très sure.

CIRCULATION DE L'EAU

parfaitement guidée

Tubes individuellement démontables

ENCOMBREMENT

très réduit

GÉNÉRATEURS

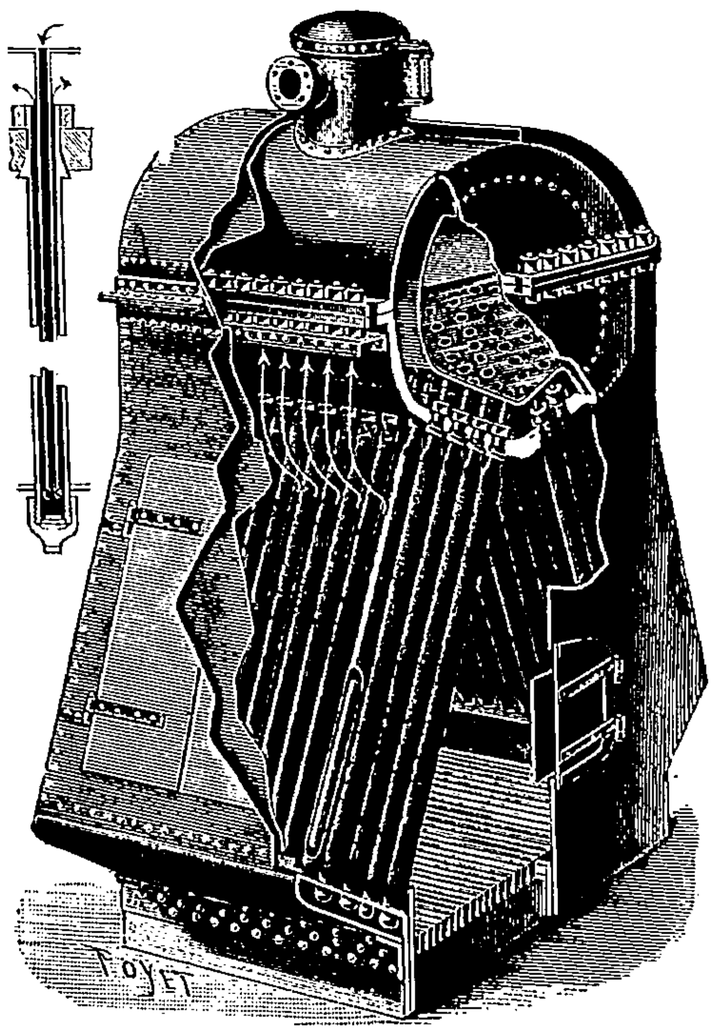
POUR LA

Marine de Guerre

POIDS LE PLUS FAIBLE

Traction mécanique

OMNIBUS A VAPEUR



PLAN D'EAU

absolument fixe

NETTOYAGE FACILE

sans démonter les tubes

ENCOMBREMENT

très réduit

GÉNÉRATEURS

POUR LA

Marine de Commerce

POIDS LE PLUS FAIBLE

Traction mécanique

CAMIONS A VAPEUR

Les tubes sont **droits, individuellement démontables.** Les tubes sont très aisément **nettoyables** sans qu'il soit nécessaire de les **démonter.** Toutes les pièces sont **interchangeables. Absence** complète de pièces en **fonte.** Joints entièrement **métalliques.** Le **maximum** d'économie de combustible peut être obtenu sans le secours d'aucun appa[illegible] Mise en pression **très rapide.** Facilité d'atteindre les plus **hautes pressions.**

RENSEIGNEMENTS SUR DEMANDE

ÉTABLISSEMENT TURGAN ET FOY

100-102, rue Carnot. — Levallois-Perret

VOITURES AUTOMOBILES TURGAN ET FOY

96-98, rue Carnot. — Levallois-Perret

FABRIQUES RÉUNIES D'EMERI ET DE MACHINES

PARIS. — *8, Boulevard Richard-Lenoir, 8.* — **PARIS**

MACHINES A MOULER

et pour la

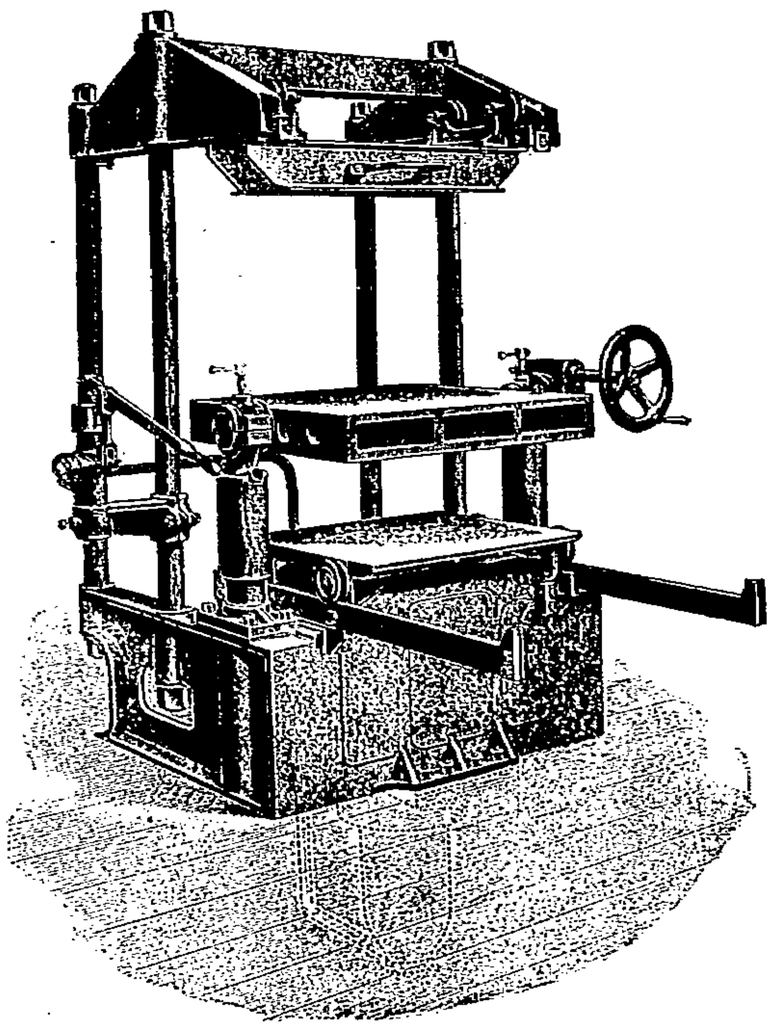
PRÉPARATION DES SABLES

MÉDAILLE D'OR

Nos machines à mouler et à noyauter, etc., sont *montrées en marche* à nos magasins :

8, Boulevard Richard-Lenoir

RÉFÉRENCES ET CATALOGUES SUR DEMANDE



MACHINES A MEULER

300 différents modèles

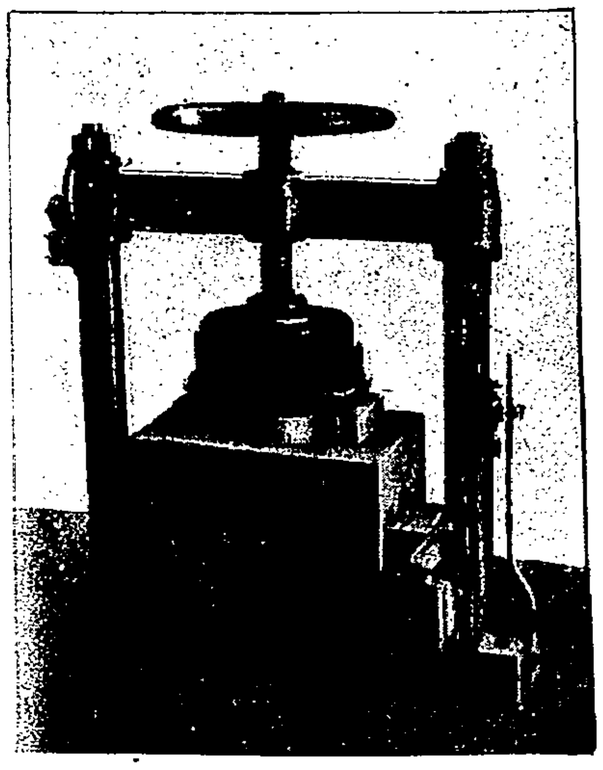
MEULES D'EMERI

Exposition Internationale LILLE 1902

MACHINES A FRAISER

de haute précision

USINES A HANNOVRE
— HARBOURG
— LONDRES



MACHINES A MOULER

à main et hydrauliques, brevetées S. G. D. G.

Les seules pouvant mouler économiquement,
Les pièces plates et les pièces hautes,
Les pièces sans noyaux et avec noyaux,
Les pièces faciles et les pièces difficiles,

Permettent l'emploi de châssis de dimensions variées.

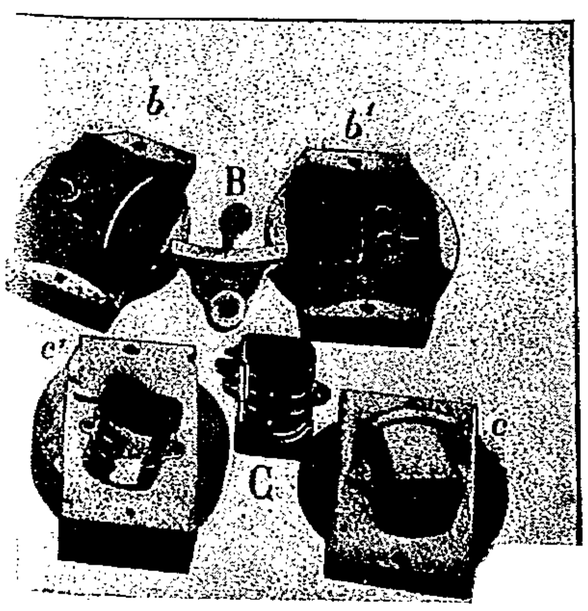
Procédé breveté S. G. D. G. *pour la préparation des couches et des peignes. Le seul n'exigeant pas l'emploi de modèles spéciaux à double retrait.*

POMPES ET ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES ÉCONOMIQUES

MOULIN A SABLE A MARCHE CONTINUE

Donnant à la sortie les sables broyés et frottés au degré convenable

APPAREIL A JET DE SABLE POUR LE NETTOYAGE DES PIÈCES FONDUES



BURINS PNEUMATIQUES pour **L'ÉBARBAGE**

Machine Rapide pour la Fabrication des Noyaux

GRUES — PONTS ROULANTS

MATÉRIEL COMPLET ET INSTALLATION DE FONDERIE

PH. BONVILLAIN, INGÉNIEUR

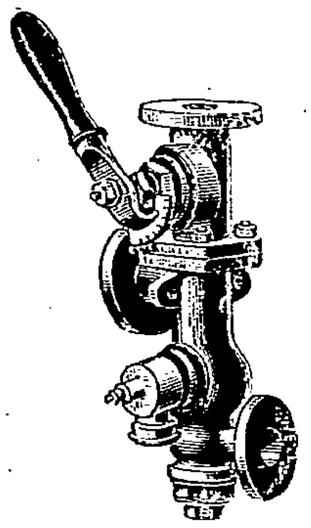
6, RUE BLANCHE, PARIS

Téléphone 120-59. — ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE : ***BONVILLAIN-PARIS***

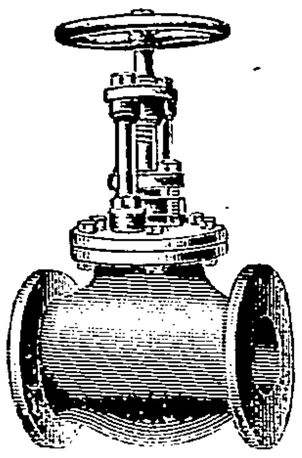
H. STRUBE & FILS Ingénieurs-Constructeurs

rue Hortense à MONTROUGE, près Paris

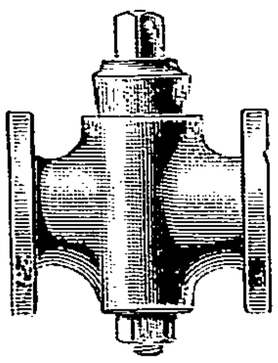
Fournisseurs des Ministères et des Chemins de fer



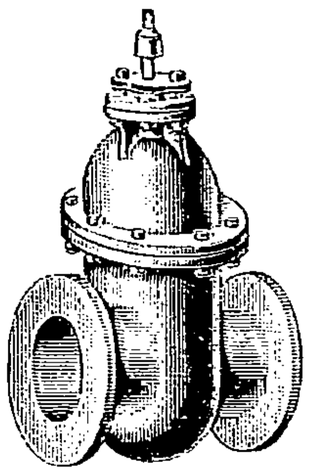
Injecteurs Re-Starting.



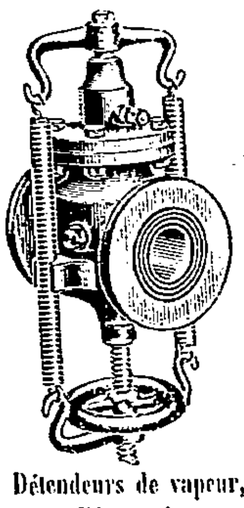
Robinets soupapes.



Robinetterie générale.



Robinets vannes



Détendeurs de vapeur, modèle marine.

FONDERIE DE BRONZE ET CUIVRE

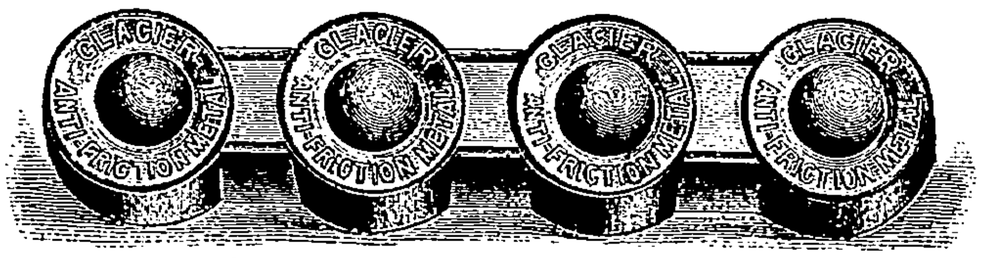
Accessoires pour Chaudières et Machines à vapeur. — Soupapes de sûreté. — Indicateurs de niveau d'eau. — Manomètres. — Pyromètres. — Purgeurs automatiques. — Régulateurs de vitesse. — Graisseurs mécaniques.

Robinets et Appareils pour conduites d'eau. — Robinets vannes-clapets de retenue. — Bouches d'incendie. — Bornes-fontaines, etc.

Envoi franco du Catalogue

« MÉTAL ANTI-FRICTION GLACIER »

MARQUE DÉPOSÉE



MARQUE DÉPOSÉE

Fac-simile d'un lingot du métal Glacier

Le plus fort et le plus durable pour toutes espèces de coussinets, paliers et têtes de bielles de machines en tous genres et qui possède, en outre, au plus haut degré, les qualités spéciales d'anti-friction et de lubrification.

Pour tous Renseignements, Prix, Commandes, etc., s'adresser à la

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DU MÉTAL ANTI-FRICTION « GLACIER »

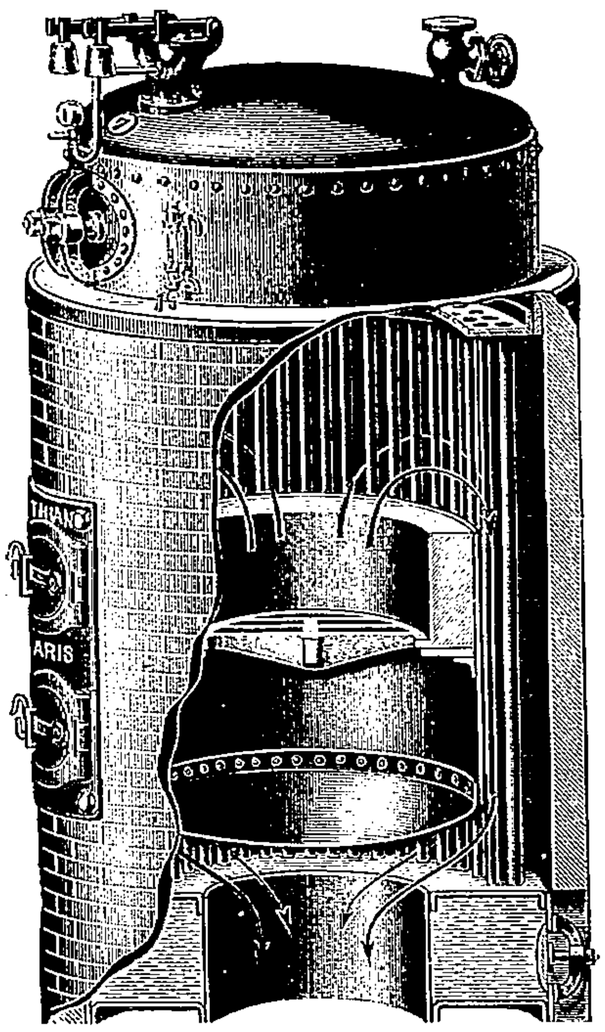
67, RUE DE LA VICTOIRE. — PARIS. — TÉLÉPHONE : 230-61

Fournisseur des diverses Administrations de l'État et des Grandes Compagnies de Chemins de Fer, Traction et Navigation françaises.

GÉNÉRATEURS MULTITUBULAIRES

Jusqu'à 6.000 kilos de vapeur à l'heure.

C. MATHIAN



Système à flamme renversée.

GRAND VOLUME DE VAPEUR ET D'EAU

Consommation de charbon inférieure à tous les autres systèmes de générateurs.

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

PARIS, 25, rue Damesme

LYON, 245, rue Créqui.

Demander le tarif N° 28.

Librairie Vve CH. DUNOD, éditeur,
49, quai des Grands-Augustins, Paris.

L'ÉLECTRICIEN

REVUE INTERNATIONALE

DE L'ÉLECTRICITÉ ET DE SES APPLICATIONS

PARAISSANT TOUS LES SAMEDIS

Abonnements { France, Algérie, Tunisie : **20** fr. / Colonies et Étranger : **25** fr.

Un numéro spécimen est envoyé sur demande contre 0 fr. 15 (frais d'envoi).

Compagnie Française pour l'Exploitation des procédés

THOMSON-HOUSTON

Capital : 40 Millions

10, RUE DE LONDRES, PARIS

Éclairage à arc et à incandescence

DYNAMOS — MOTEURS — TRANSFORMATEURS

Transport de Force

LOCOMOTIVES BASSES POUR MINES

PONTS ROULANTS ET TOURNANTS

Haveuses — Perforatrices

TRACTION ÉLECTRIQUE

ATELIERS DE CONSTRUCTION : *41, rue des Volontaires, PARIS*

POMPES WORTHINGTON

WORTHINGTON

MARQUE DÉPOSÉE

GRAND PRIX

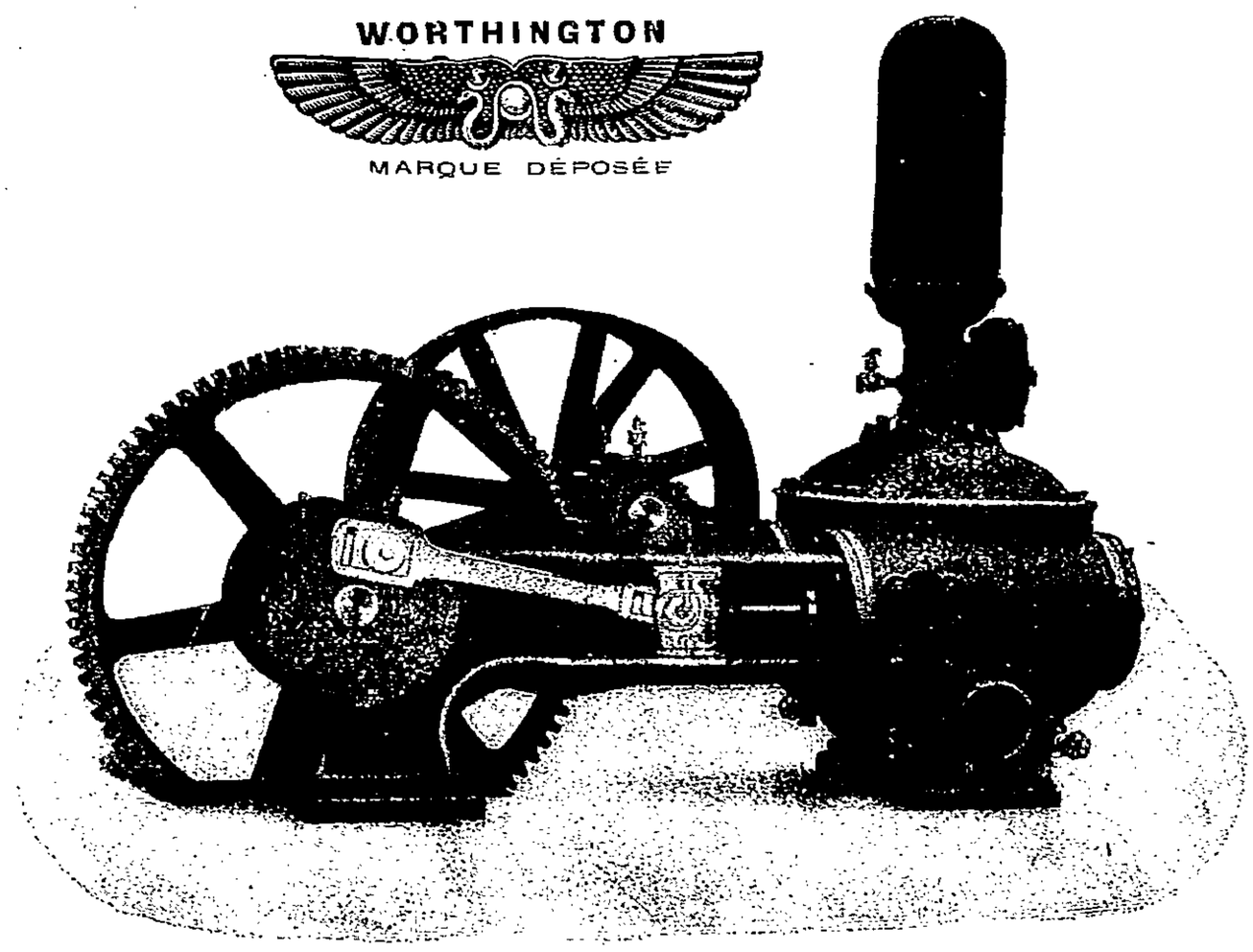
EXPOSITION UNIVERSELLE

PARIS 1889

2 GRANDS PRIX

2 MÉDAILLES D'OR

PARIS 1900



Pompe à moteur *Worthington*.

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES POMPES WORTHINGTON

43, Rue Lafayette, PARIS

Exposition Universelle Paris 1900. Hors Concours. Membre du Jury.

TURBINE HERCULE-PROGRÈS

Brevetée S. G. D. G. en France et dans les pays Étrangers

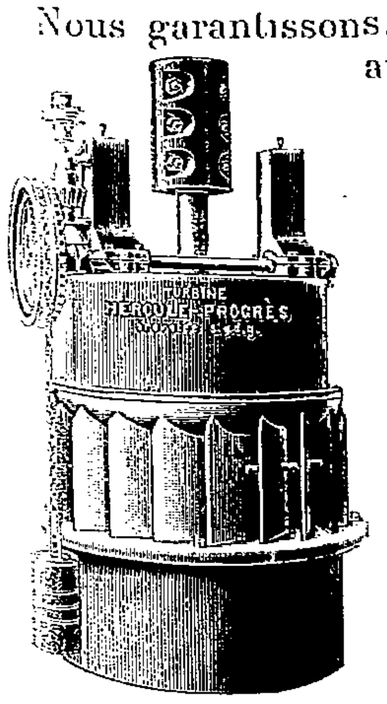
LA SEULE BONNE POUR DÉBITS VARIABLES -- 400.000 CHEVAUX DE FORCE EN FONCTIONNEMENT

Supériorité reconnue pour Éclairage électrique, Transmissions de force, Moulins, Filatures, Tissages, Papeteries, Forges et toutes Industries.

RENDEMENT GARANTI AU FREIN DE 80 A 85 0/0

Rendement obtenu avec une Turbine fournie à l'État Français : 90.4 0/0

Nous garantissons, au frein, le rendement moyen de la turbine "**Hercule-Progrès**" supérieur à celui de tout autre système ou imitation, et nous nous engageons à reprendre dans les trois mois tout moteur qui ne donnerait pas ces résultats.



TURBINE SANS HUCHE

AVANTAGES : Pas de graissage.— Pas d'entretien.— Pas d'usure. — Régularité parfaite de marche. — Fonctionne noyée, même de plusieurs mètres, sans perte de rendement. — Construction simple et robuste. — Installation facile. — Prix modérés.

TOUJOURS AU MOINS 100 TURBINES EN CONSTRUCTION OU PRÊTES POUR EXPÉDITION IMMÉDIATE

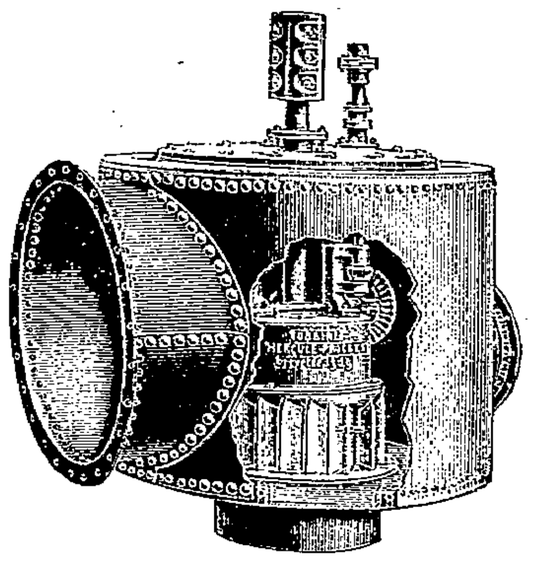
PRODUCTION ACTUELLE DES ATELIERS : QUATRE TURBINES PAR JOUR

SOCIÉTÉ DES ÉTABLISSEMENTS SINGRUN

Société anonyme au capital de 1.500.000 francs à Épinal (Vosges).

Éviter les contrefaçons, se méfier des imitations

Renseignements, Circulaires, Prix et Références sur demande.



TURBINE AVEC HUCHE

Env. 2.000 appareils sont fournis pour chaudières de 500.000 mc. de surface de chauff. totale. — Économisant d'env. 80 wagons de houille par jour.

SURCHAUFFEURS DE VAPEUR

APPAREILS DE VAPEUR RAFFINÉE. — BREVET FRANÇAIS

A. HERING

Ingénieur-constructeur

NUREMBERG

(BAVIÈRE)

Conduite de vapeur pour vapeur saturée et raffinée.

TEMPÉRATURE DE VAPEUR JUSQU'A 400° C.

CONSTRUCTION BREVETÉE ET LA PLUS EPROUVÉE

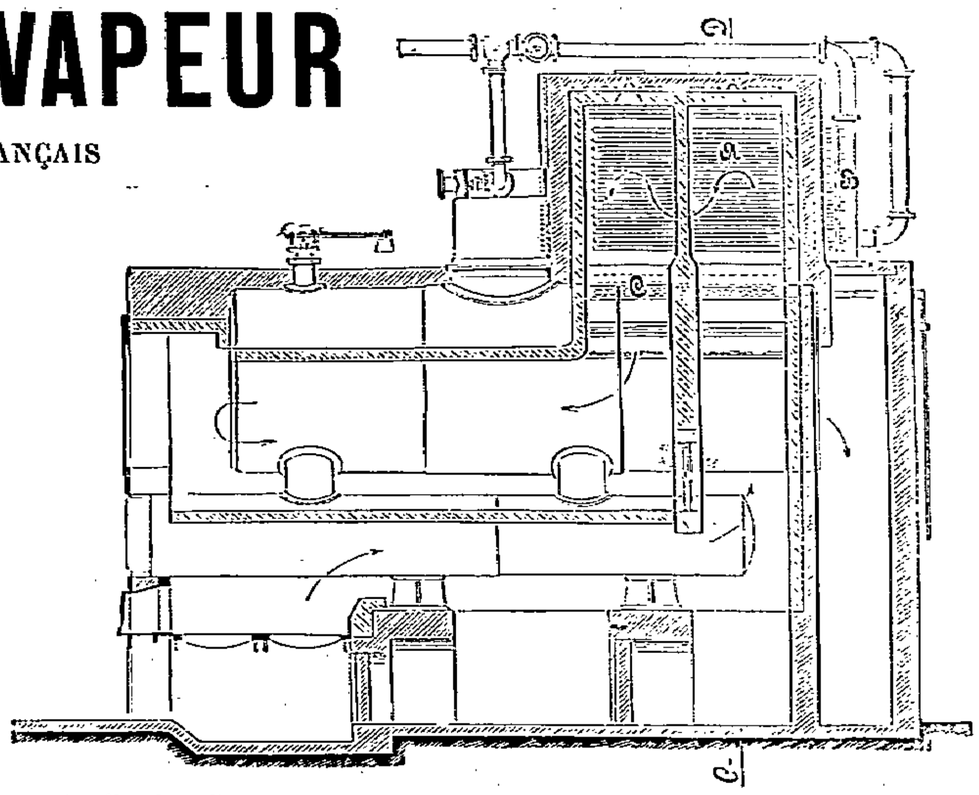
Sans joints de bride.

SERPENTINS SANS SOUDURE ET CHANGEABLES

Applicables à chaque système de chaudière.

MÉDAILLE D'OR COMO 1899. — MÉDAILLE D'ARGENT PARIS 1900.

Les appareils sont construits en France et montés par mes monteurs éprouvés.

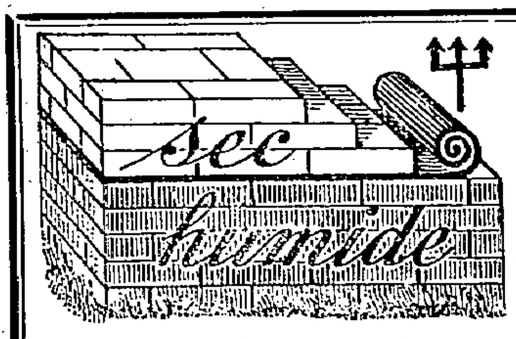


Application d'un Surchauffeur Hering sur une chaudière semi-tubulaire.

Cart.-Pap. Chonnaard à Etouy. 2 pièces MM. Braunstein Frès à Paris. 3 — Sud Frères Doullens. 4 —

Représentant Général pour la France et Colonies : M. G. LAROCHE, Neuilly-Paris, rue du Château, 33.

Réchauffeurs d'eau d'alimentation (Économiseurs à tubes d'acier de petit diamètre).



Plaques isolatrices flexibles « Andernach » contre l'humidité montant du sol.

Carton bitumé

« ASFALTINA »

excessivement durable et imperméable.

Sur demande j'adresse gratis et franco mes notices avec échantillons.

Ciment volcanique

(ciment ligneux, ciment de bois)

« Andernach »

pour les

Toitures-Terrasses

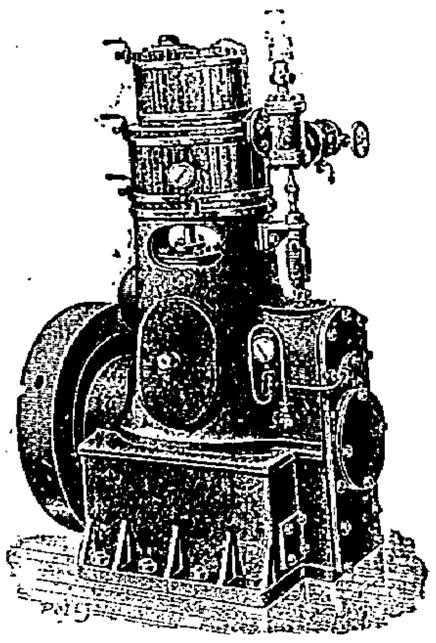
imperméables.

Cartons plissés imperméables « Kosmos » contre l'humidité des murs.

Carbolinéum « Neptune » enduit conservateur couleur noyer.

A.-W. Andernach, Anvin par Boulogne-sur-Mer

Fabricant breveté de produits hydrofuges.



MACHINES A VAPEUR « BL »

à double effet et à graissage sous pression.

BREVETÉ S. G. D. G. EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Construction française de précision. — Conduite et entretien faciles. — Pas d'usure, ni ajustage. — Consommation de vapeur extrêmement réduite avec et sans surchauffe.

TYPES SPÉCIAUX POUR MANUFACTURES attaque par courroie ou câbles de 10 à 1.000 ch.

GROUPES ÉLECTROGÈNES COMPLETS à haut rendement.

Références. — Ministère de la Guerre et de la Marine. — Marine Portugaise. — Cie des Chemins de fer d'Orléans et de l'Ouest. — Imprimerie Nationale. — Ateliers et chantiers de la Loire. — Usines métallurgiques de Marquise à Rinxent (Pas-de-Calais). — Cie des Mines de Campagnac, à Crausac (Aveyron). — Cie des Mines d'Anzin. — Société française de cotons à coudre, à Azerailles (Meurthe-et-Moselle. — Chappée et Fils, le Mans. — G. et H.-B de La Mathe, à St-Maurice (Seine). — Cie Gle Parisienne de Tramways, Paris. — Renault Frères, à Billancourt. — De Dion, Bouton et Cie, à Puteaux, etc., etc.

BOULTE, LARBODIÈRE & CIE

E. C. P. A. M.

Bureaux, 20, rue Taitbout, Paris (Tél. 213-86). — Ateliers à Aubervilliers (Seine)

Une des plus importantes Compagnies Françaises

la " Compagnie des MESSAGERIES MARITIMES "

a commandé jusqu'à ce jour

83.524 Kilogs

De Métal " **MAGNOLIA** "

Nous pensons qu'à lui seul un pareil emploi suffit à prouver la valeur de notre métal.

COMPAGNIE MAGNOLIA

50, Rue Taitbout, PARIS

Exposition de Rouen 1896. — **MÉDAILLE D'ARGENT**

EXPOSITION UNIVERSELLE DE PARIS 1900 — Médailles de bronze et d'argent

La plus haute récompense accordée au tirage mécanique

TIRAGE MÉCANIQUE DES FOYERS

ET VENTILATION INDUSTRIELLE PAR ENTRAINEMENT D'AIR

Système Louis PRAT, breveté S. G. D. G., en France et à l'Étranger.

PRINCIPAUX AVANTAGES :

Procédé de tirage exigeant la force motrice la plus petite employée jusqu'ici c'est-à-dire moindre qu'un demi pour cent de la puissance des chaudières.

Pas d'arrêt, pas d'usure, pas de réparation, pas de bruits, et à la plus grande simplicité d'installation,

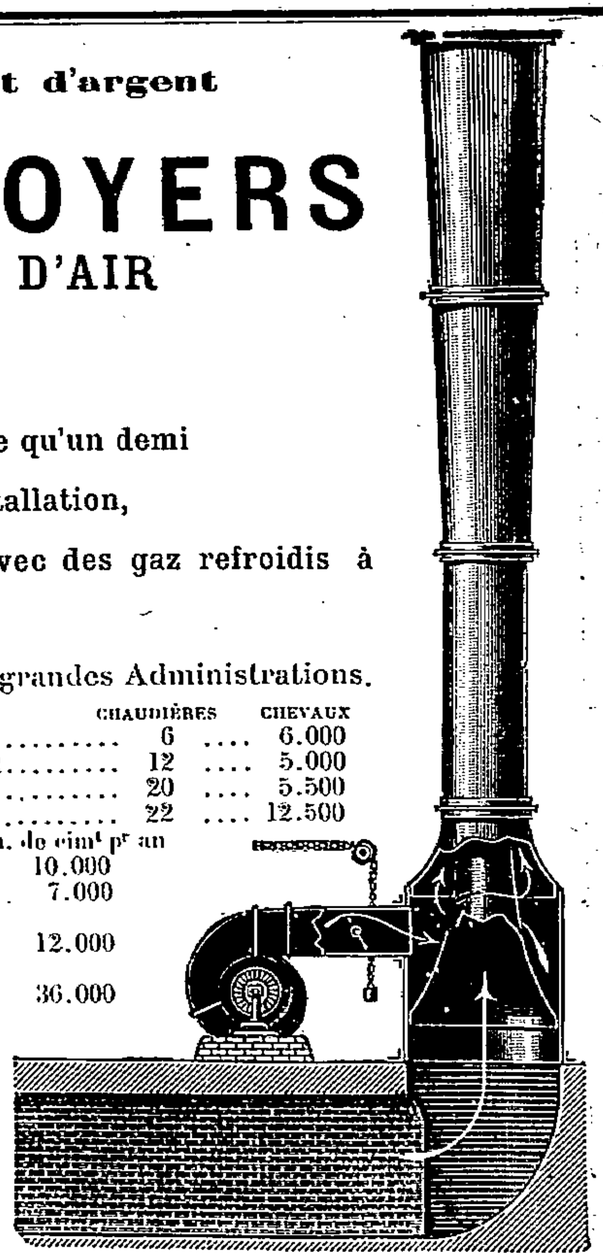
Suppression des hautes cheminées d'usine ;
Allures de combustion pouvant dépasser 150 kilos par mètre carré de grille-heure ;
Utillisation des mauvais combustibles ;
Suppression des carneaux ;
Certitude de fonctionnement, même avec des gaz refroidis à 100 degrés ;
Facilité de réglage de la chauffe.

FOURNISSEUR : des Ministères de la Guerre, de la Marine, des Finances, du Commerce, de la Ville de Paris et des grandes Administrations.

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Usine électrique Thomson-Houston à St-Mandé	1	750
— — — à Malakoff	6	2.000
— — Secteur Rive Gauche	3	1.300
— — — —	4	1.600
Établissements Gillet à Villeurbanne	4	1.000
— Michelin à Clermont-Ferrand	6	1.200
Filatures Pouyer-Quertier à Rouen	5	1.000
Teintureries Gaiffe et Watremez à Cambrai	4	1.200
— — —	6	1.800
Compagnie des Mines de Liguy-les-Aire	5	1.500
Société des zincs de la Campine en Hollande	6	1.800

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Compagnie Électrique du Secteur des Champs-Élysées	6	6.000
— des Omnibus de Paris, usine de Billancourt	12	5.000
— des Mines des Marles à Marles	20	5.500
Schneider et Cie du Creusot	22	12.500

etc., etc.	fours	ton. de ciment pr an
MM. Vicat et Cie, à Grenoble	11	10.000
MM. Pavin de Lafarge à Marseille	4	7.000
Compagnie des ciments de Niel on Rupel en Belgique	11	12.000
Compagnie des Ciments Franco-Russe de Guelindijk (Four Hoffmann)	1	36.000



Soit 1.532.000 chevaux desservis par jour par ce nouveau procédé de tirage.

LOUIS PRAT

INVENTEUR

PARIS — 51, Rue Taitbout, 51 — PARIS

SOCIÉTÉ ALSACIENNE

DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

Anciens Établissements André Koechlin et Cie de Mulhouse et Société de Grafenstaden.

Société anonyme au capital de 18.000.000 fr.

Usines à MULHOUSE — BELFORT — GRAFENSTADEN

MAISON A PARIS, 4, RUE DE VIENNE ; A LYON, 3, RUE DE LA RÉPUBLIQUE

MACHINES A VAPEUR — MOTEURS HYDRAULIQUES
CHAUDIÈRES — TRANSMISSIONS
LOCOMOTIVES ET MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER

MACHINES pour FILATURE et TISSAGE de COTON, LAINE et SOIE
MACHINES pour IMPRESSIONS, TEINTURE, BLANCHIMENT et APPRÊTS
MACHINES-OUTILS pour ATELIERS de CHEMINS de FER et SPÉCIALITÉS

MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX ET A GAZ PAUVRE, Système Simplex, GAZOGÈNES

Outillage usuel : **MÈCHES HÉLICOÏDALES, ALÉSOIRS, TARAUDS, CRICS, VÉRINS, ETC.**

ÉLECTRICITÉ

GROUPES ÉLECTROGÈNES, DYNAMOS à courant continu ou polyphasé pour toutes vitesses et toutes puissances. TRANSFORMATEURS, CONVERTISSEURS, COMMUTATRICES. MOTEURS ÉLECTRIQUES et toutes leurs applications (CABESTANS, PONTS ROULANTS, TREUILS DE MINES, POMPES, etc). Installation complète d'USINES CENTRALES, CHEMINS DE FER et TRAMWAYS ÉLECTRIQUES. TRANSPORTS DE FORCE, CÂBLES ÉLECTRIQUES pour toutes ces applications.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

GRANDS PRIX : MACHINES A VAPEUR, MACHINES-OUTILS, MACHINES DE FILATURE, DE TISSAGE ET D'IMPRESSIONS, ÉLECTRICITÉ.

MÉDAILLE D'OR : CABLES TÉLÉPHONIQUES, MÉTALLURGIE

FROID ET GLACE

COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS

RAOUL PICTET

Plus de 1.000 Installations

CONDUITE DES APPAREILS SIMPLE ET FACILE

AUCUN DANGER D'EXPLOSION OU D'INCENDIE

Bureau technique spécial pour installations complètes de Brasseries & Malteries

APPAREILS DE BRASSAGE PERFECTIONNÉS

ETUDES DE TOUTES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Envoi Franco de Devis et Prospectus

PARIS — 28, RUE DE GRAMMONT, 28 — PARIS

J. & A. NICLAUSSE

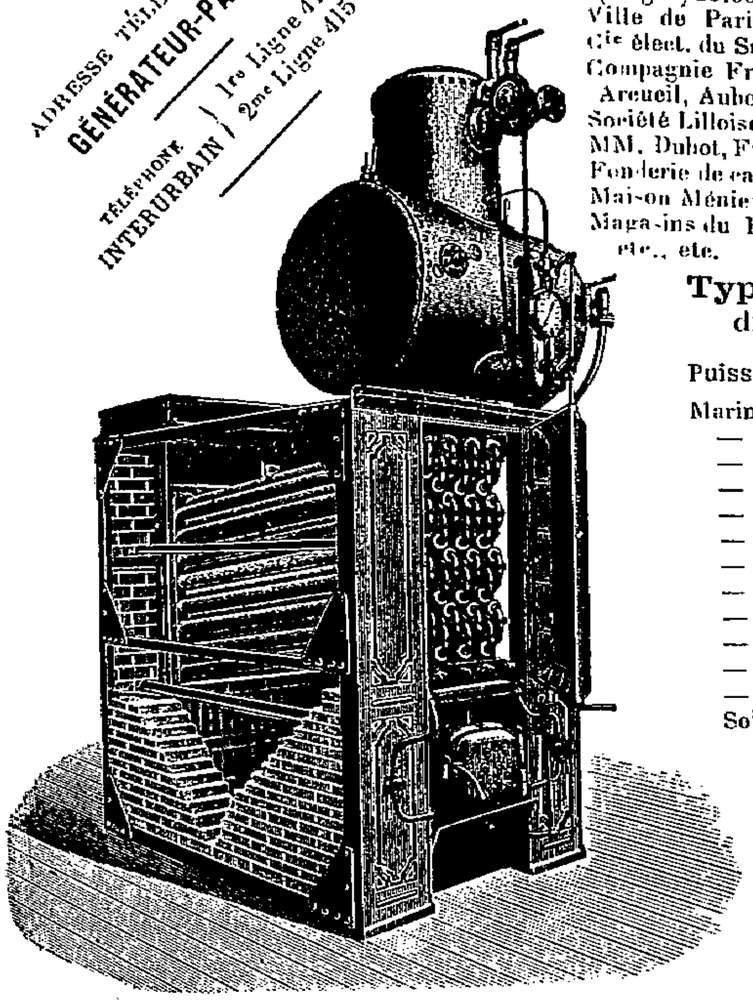
(Société des Générateurs Inexplosibles) "Brevets Niclausse"

24, Rue des Ardennes, PARIS (XIXe)

HORS CONCOURS (Membre du Jury international) **Exposition Universelle, PARIS 1900.**

ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE **GÉNÉRATEUR-PARIS**

TÉLÉPHONE INTERURBAIN 1re Ligne 415.01. 2me Ligne 415.02.



APPLICATIONS DANS TOUTES LES INDUSTRIES :

Traction. Force motrice. Eclairage électrique (plus de 40.000 chevaux). Chauffage. Utilisation des gaz perdus, etc., etc.

	CHEVAUX
Station génératrice d'Elect. Pontypridd (Anglre) 15.000 ch. qui seront portés à	75.000
Ville de Paris (Usine de Colombes).	5.000
Cie élect. du Secteur de la rive gauche.	5.000
Compagnie Fresne (Usines de Paris, Arcueil, Aubervilliers, Choisy-le-Roi	3.000
Société Lilloise d'éclairage électrique.	2.000
MM. Dubot, Frémaux et Delplanque..	2.000
Fonderie de canons de Bourges.....	1.500
Maison Ménier (Noisiel).....	1.000
Magasins du Bon Marché.....	1.000
etc., etc.	

	CHEVAUX
MM. Lebon et Cie (Stations centrales).	6.000
Cie Gle d'Elte (Stations centrales)....	4.500
Société Industrielle de Produts chimiqs.	2.500
MM. Battle et Hernandez (Madrid)...	1.600
Cie des Chemins de fer de l'Ouest.....	1.000
Société Industrielle pour la Schappe.	900
Hôpitaux Lariboisière et Brévannes..	800
Sté des Etablissements Postel-Vinay..	700
Arsenal de Brest.....	600
Prison de la santé.....	500
etc., etc.	

	CHEVAUX
Exposition universelle de Paris 1900..	5.000
Cie du Gaz de Lyon.....	3.500
Cie d'Electricité de l'Ouest-Parisien..	2.000
Cie Pne de Tramways.....	1.700
House to house électric Co.....	1.200
Sté Anme d'Eel. Elect. de Toulon.....	1.000
Tour Eiffel	800
Société Toulousaine d'électricité.....	600
MM. Max, Richard Segris, Bordeaux, et Cie.....	600
Poudrerie Nationale du Moulin Blanc.	500
etc., etc.	

Types à vapeur surchauffée. — Types Semi-Multitubulaires à grande réserve de chaleur pour différentes industries. — **Types Spéciaux** pour les installations dans les maisons habitées

Puissance en chevaux des applications "Marines Militaires"

Marine française....	32	bâtiments.....	246.200	chevaux
— anglaise.....	9	—	114.000	—
— américaine..	6	—	108.000	—
— italienne....	3	—	47.000	—
— russe.....	4	—	42.000	—
— japonaise...	3	—	27.000	—
— espagnole...	2	—	23.000	—
— turque.....	2	—	21.000	—
— allemande...	2	—	17.000	—
— argentine....	1	—	2.000	—
— chilienne ...	1	—	500	—
— portugaise ..	3	—	200	—

Soit 12 marines de guerre, 68 bâtiments et 647.900 chevaux.

Concessionnaires étrangers :

États-Unis.....	Cramp and Co. / Water tube boiler Niclausse Co. / Stirling Co.
Angleterre.....	Willans et Robinson. / Humphrys Tennant.
Italie.....	Ansaldo de Gênes. / Hawthorn-Guppy.
Russie.....	Chantiers Nicolaïeff
Allemagne.....	Friedd-Krupp.

Il y a lieu d'ajouter à ces chiffres une puissance de 80.000 chevaux répartis sur 80 navires de commerce dont deux paquebots de 15.000 chevaux et 33.000 tonnes chacun. Marine de plaisance 5.000 chevaux. (14 yachts.)

Résumé des principaux avantages offerts par ces générateurs :

Ils sont les plus **légers** — les plus **réduits en volume** — les plus **facilement nettoyables** — les plus **rapidement mis en pression** — les plus **robustes** et les plus **simples** dans leurs **organes**, n'exigeant qu'une faible dépense d'entretien. Ils sont les seuls ayant les **tubes seulement posés**, tenus sans vissage, ni dudgeonnage et **équilibrés** par la **pression**. — Ils donnent le **maximum d'économie de combustible** sans adjonction d'appareil quelconque. — Ils fournissent une plus grande surface de **grille** dans un **emplacement déterminé**. — **Rapidité de mise en pression**, etc., etc.

ALS DE GRAISSAGE

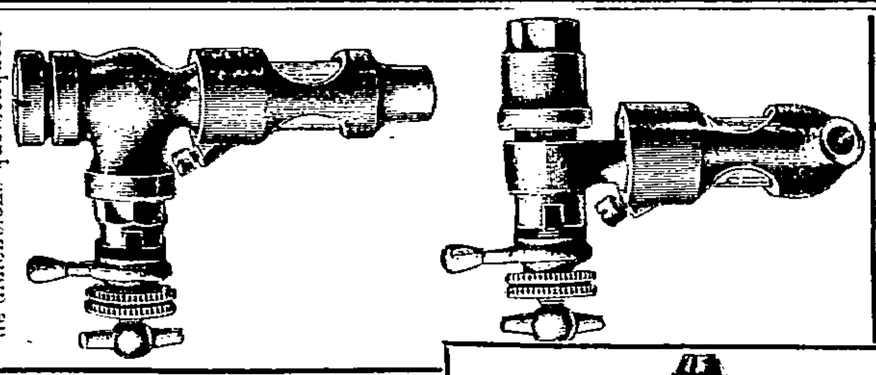
R. HENRY

FABRIQUE D'APPAREILS DE GRAISSAGE

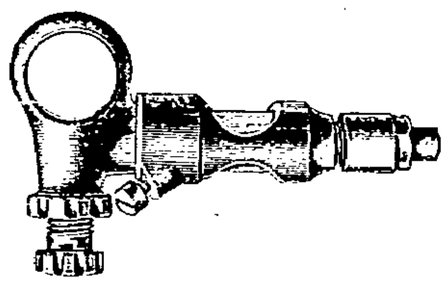
Seul constructeur concessionnaire des marques et brevets J. HOCHGESAND

PARIS. — 117, boulevard de la Villette, 117. — PARIS

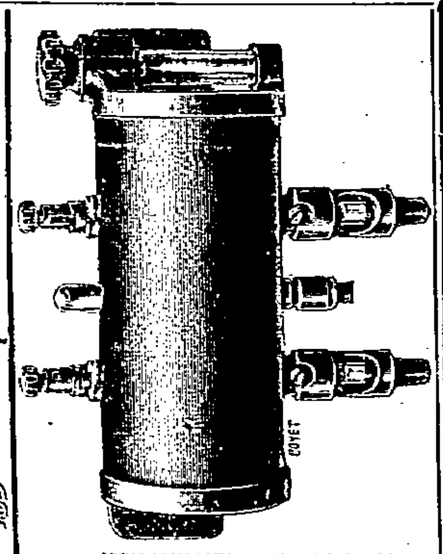
TÉLÉPHONE : 418-50 — *Adresse-Télégraphique* : OLÉOPOLYM-PARIS



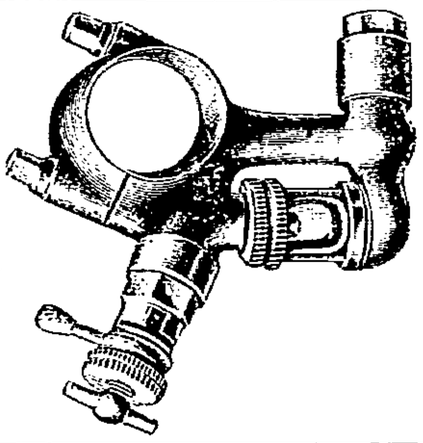
Compte-gouttes s'adaptant à des récipients de formes et de dimensions quelconques.



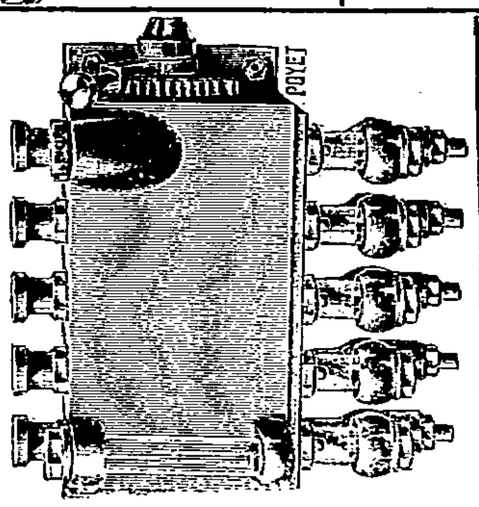
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales de 25 mm.



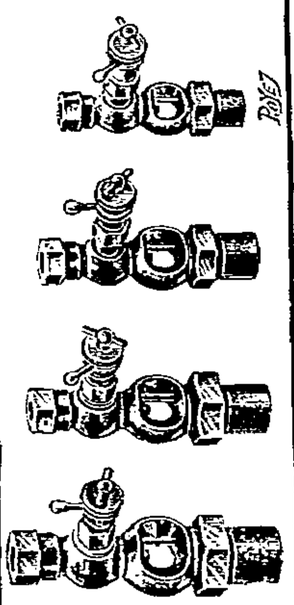
Graisseur cylindrique à 2, 3 et plusieurs débits pour voitures et voiturettes automobiles.



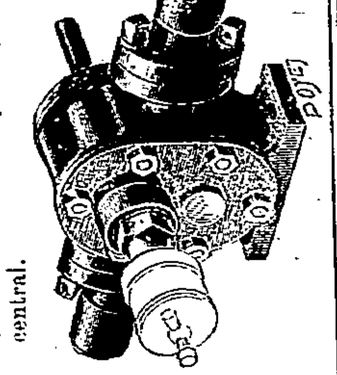
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales.



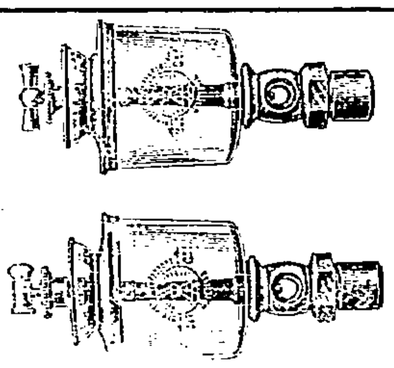
Oléopolymètre avec réglage collectif et individuel.



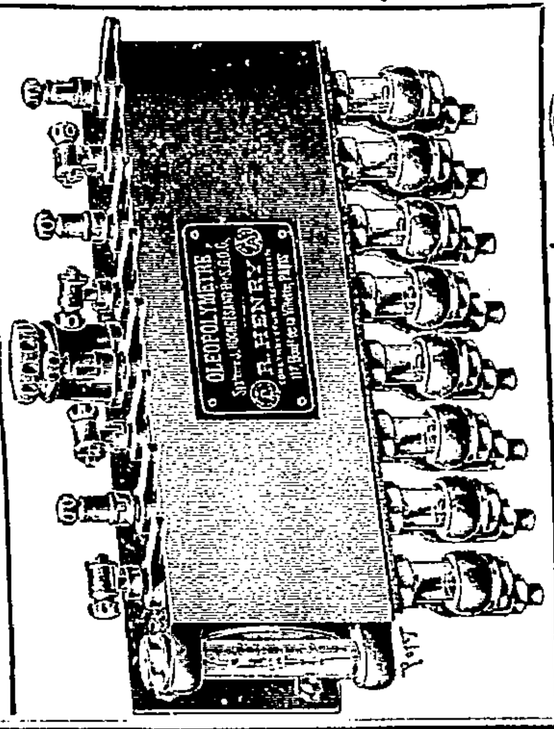
Compte-gouttes alimenté par un réservoir central s'appliquant sur paliers.



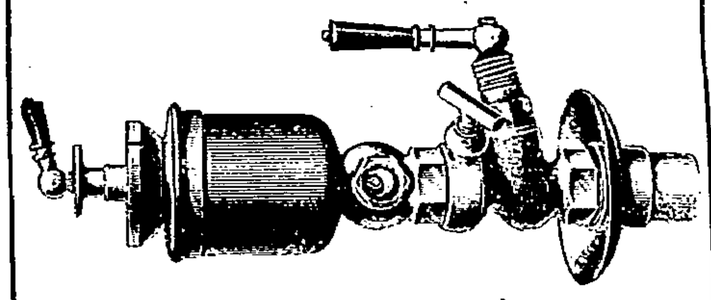
Pompes à engrenages de circulation d'eau pour voitures automobiles et circulation d'huile pour graissage central.



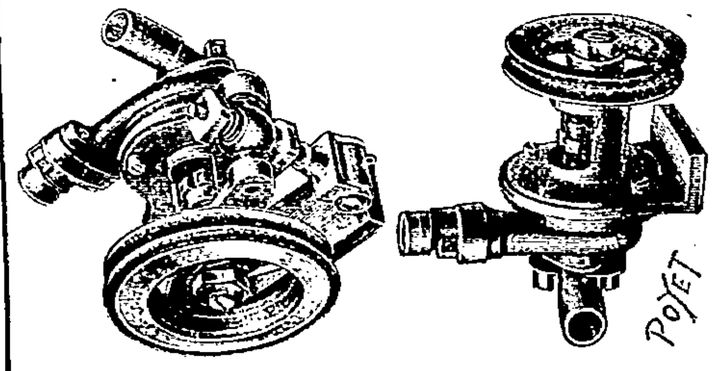
Graisseurs pour paliers et têtes de bielles.



Oléopolymètre — Appareil de graissage à plusieurs débits pour machines et voitures automobiles.



Graisseurs à débit visible et réglable pour tirons et cylindres de toutes machines.



Pompes centrifuges de circulation d'eau avec ou sans tendeur pour voitures automobiles.

MAISON FARCOT FONDÉE EN 1823

GÉNÉRATEURS DE tous systèmes

POMPES CENTRIFUGES à grand rendement
POMPES A PISTON

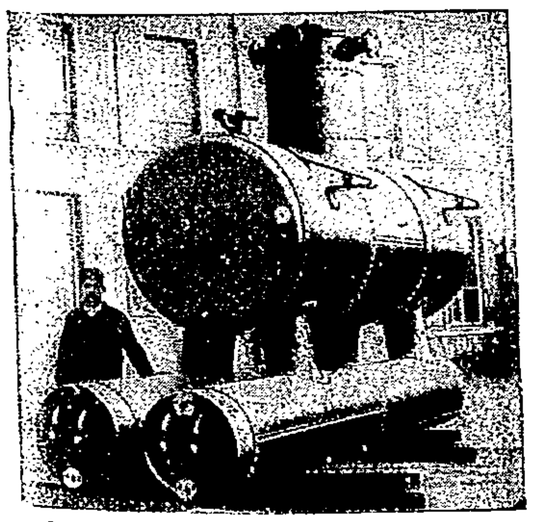
Ets JOSEPH FARCOT

FARCOT FRÈRES & Cie

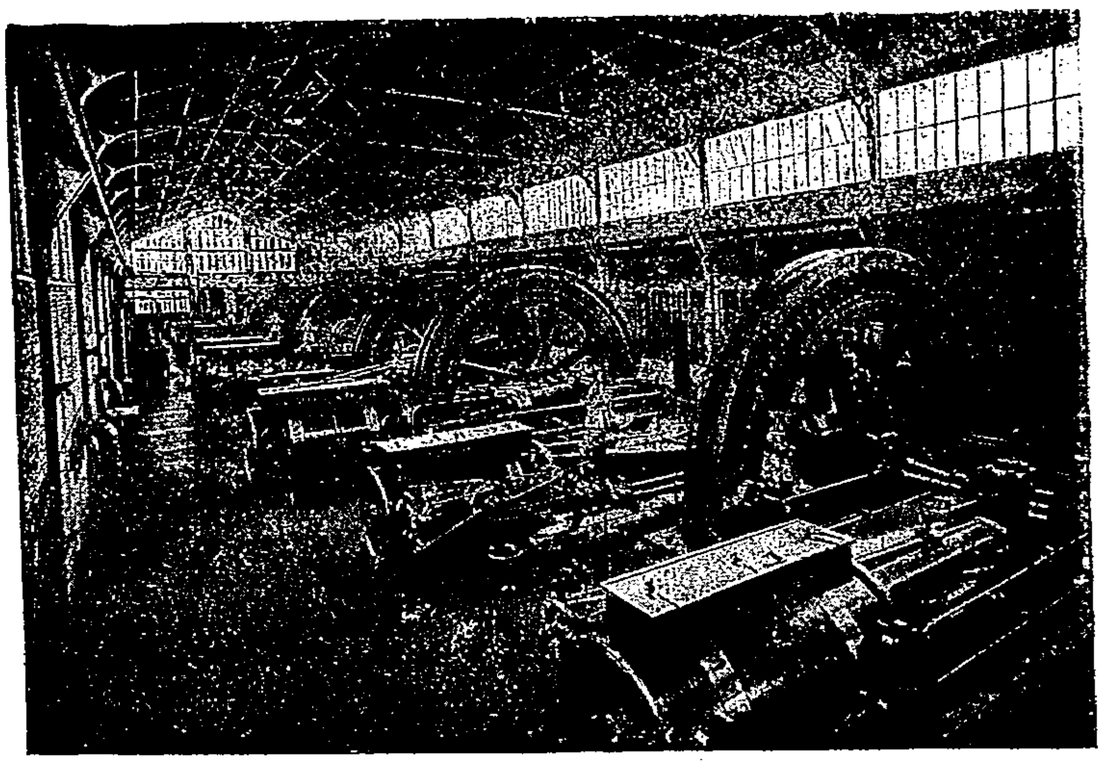
SAINT-OUEN-SUR-SEINE

Exposition Universelle. PARIS
1900
QUATRE GRANDS PRIX

MACHINES A VAPEUR
à grande vitesse
et à basse consommation.



TÉLÉPHONE 504-55



INSTALLATIONS DE STATIONS CENTRALES ÉLECTRIQUES

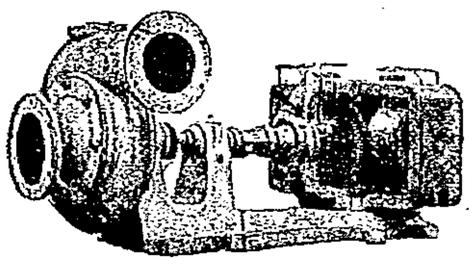
1855-1867-1878
GRANDS PRIX

1869
HORS CONCOURS

ÉCLAIRAGE
TRANSPORT DE FORCE

GENERATRICES & MOTEURS
courant continu et alternatif

TRANSFORMATEURS
Appareils de manutention

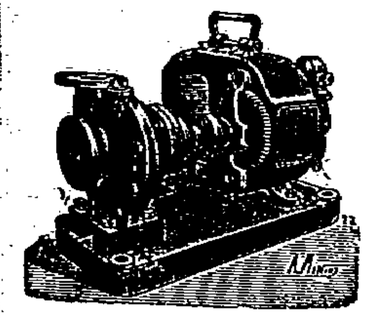


Adresse Télégraphique :
FARCOT, Saint-Ouen-sur-Seine

POMPES CENTRIFUGES

L. DUMONT, Constructeur

PARIS, 55, rue Sedaine.



ÉLÉVATIONS D'EAU D'USINES
POMPES D'ÉPUISEMENT
POMPES SPÉCIALES POUR BRASSERIES ET PAPETERIES

Spécialité de Pompes actionnées directement par Moteurs électriques

Élévations jusqu'à 100 mètres

CATALOGUE FRANCO SUR DEMANDE

SOCIÉTÉ DE LAVAL

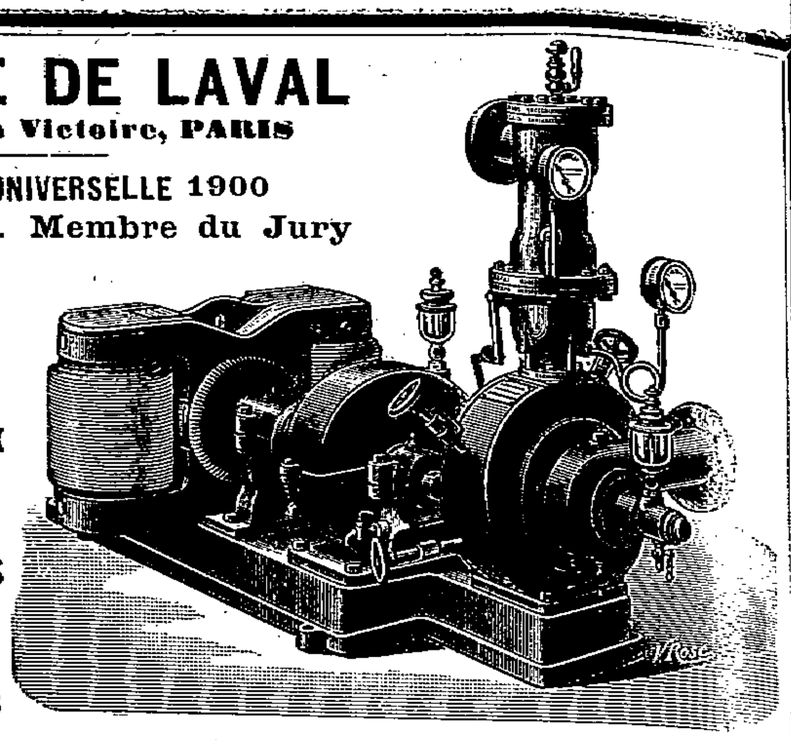
48, rue de la Victoire, PARIS

EXPOSITION UNIVERSELLE 1900
Hors Concours. Membre du Jury

TURBINES
à Vapeur
DE
5 A 1.000 CHEVAUX
et au-dessus

3.000 MACHINES
en service

Installations électriques



AUTOGRAPHIE ET IMPRIMERIE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAVAUX PUBLICS
Maison fondée en 1859. — Ancienne Maison BROISE et L. COURTIER

L. COURTIER, INGÉNIEUR, Directeur de l'Album des Chemins de fer et des Travaux publics

Spécialité de dessins et levés de machines, *de Plans topographiques, Parcellaires, Cartes, Profils, Matériel de Chemins de fer, Architecture, Travaux d'Art, Cahiers des charges, Séries de Prix, Rapports, etc.*
Travaux en noir et en couleur. — Réductions et agrandissements photographiques. — Phototypie. — REPRODUCTIONS PAR LA LUMIÈRE DE DESSINS D'APRÈS CALQUES A L'ENCRE DE CHINE
CLICHÉS SUR ZINC ET SUR CUIVRE

DESSINATEUR-AUTOGRAPHE des Compagnies de chemins de fer, de la Ville de Paris, des Ministères des Travaux publics, de la Guerre, de la Marine et des Colonies, de l'Instruction publique et des Beaux-Arts, de l'Agriculture, du Commerce et de l'Industrie, des services des Ponts et Chaussées, de l'Assistance publique, des Écoles Polytechnique Centrale et Monge, etc., de Sociétés et de Journaux scientifiques, Chambres de commerce, etc.

IMPRIMERIE LITHOGRAPHIQUE ET TYPOGRAPHIQUE, 34, 41 et 45, rue de Dunkerque, PARIS.

BREVETS D'INVENTION C. MERVILLE

En France et à l'Étranger. - Marque de fabrique : 29, avenue de la République, PARIS

ÉTUDES. — PLANS

Vve Ch. DUNOD. Éditeur

Vient de paraître
LES
MACHINES-OUTILS
à l'Exposition de 1900
PAR
G. RICHARD
Ingénieur civil des Mines.

Un volume in-4°, avec 780 figures : 15 francs

PAUL KESTNER LILLE

22, Boulevard Vauban

Successeur de T. E. Wilson-Clyma

CONCENTRATION ÉCONOMIQUE DES LIQUIDES

SEXTUPLE EFFET YARYAN

CONCENTRATEUR A PÉCHAGE DE SEL

PRODUCTION ÉCONOMIQUE D'EAU DISTILLÉE

Eau potable pour les colonies, villes privées d'eau de source, etc.

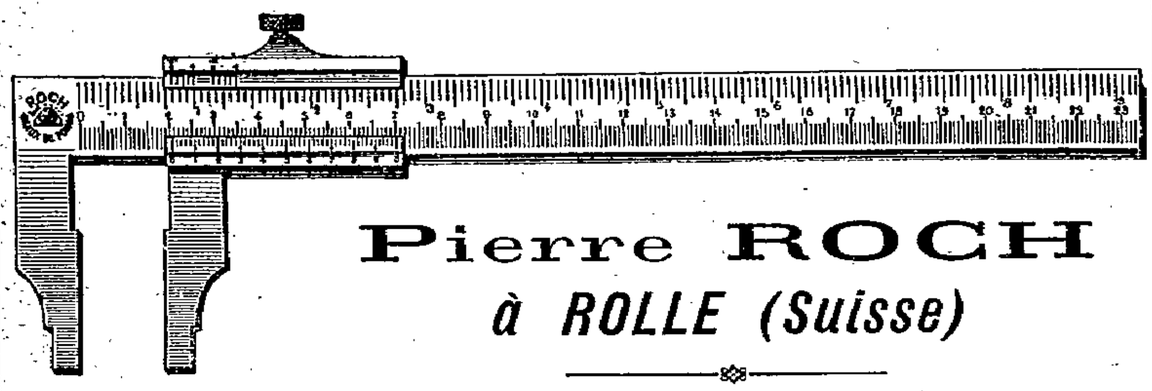
PLUSIEURS INSTALLATIONS DE 60 TONNES D'EAU POTABLE PAR JOUR

RÉALISÉES AUX COLONIES AVEC DÉPENSE DE 1 KG. DE CHARBON POUR 40 KG. D'EAU

Demander prospectus et Catalogues

Élévation de tous liquides par l'air comprimé.
Tirages artificiels forcés et induits pour chaudières à vapeur.
Réfrigérants à pluie pour eau de condensation.

FABRIQUE DE CALIBRES A COULISSE DE PRÉCISION



Pierre ROCH
à ROLLE (Suisse)

CALIBRES A COULISSE TOUT EN ACIER FORGÉ, BECS TREMPÉS ET RECTIFIÉS

Lecture de $^1/_{50}$ et de $^1/_{100}$ de millimètre

Envoi du catalogue gratis et franco sur demande

Georges **ALEXIS-GODILLOT**

PARIS — 2, Rue Blanche

UTILISATION DES MAUVAIS COMBUSTIBLES

Combustion méthodique, chauffage des générateurs avec combustibles ligneux ou minéraux, ténus, pauvres, humides, matières, encombrantes, résidus, fabrication.

Rendement supérieur. — Économie. — Sécurité. — Fumivorité.

APPLICATION : Tannée humide. — Copeaux de fabriques d'extraits — Grignons d'olives. — Sciure de bois humide. — Copeaux de menuiserie. — Déchets de teillage. — Balle de riz. — Résidus de fabrication de sucre de canne, bagasse, cossette. — Houille, Coke. Anthracite. Lignite, Tourbe à l'état de poussière.

Médaille d'or : Anvers 1885. — Paris 1900.
Membre du Jury : Exposition Universelle, Paris 1889.

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

94, Rue d'Hauteville, PARIS, Xe

SEUL REPRÉSENTANT POUR LA FRANCE

DE

A. STOTZ

Stuttgart

MAISON FONDÉE

en 1860

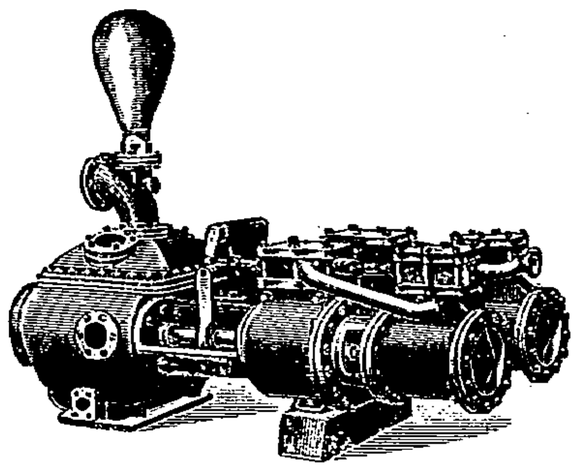
Installation de Transporteurs pour toutes industries. Élévateurs à godet, Transporteurs, vis d'Archimède, etc.

CHAINES DE TRANSMISSIONS AVEC ROUES

Catalogue et devis sur demande.

OTTO SCHWADE & Cie

36, Boulevard Richard-Lenoir, 36, PARIS



POMPES

à Vapeur, à Courroie et Électriques

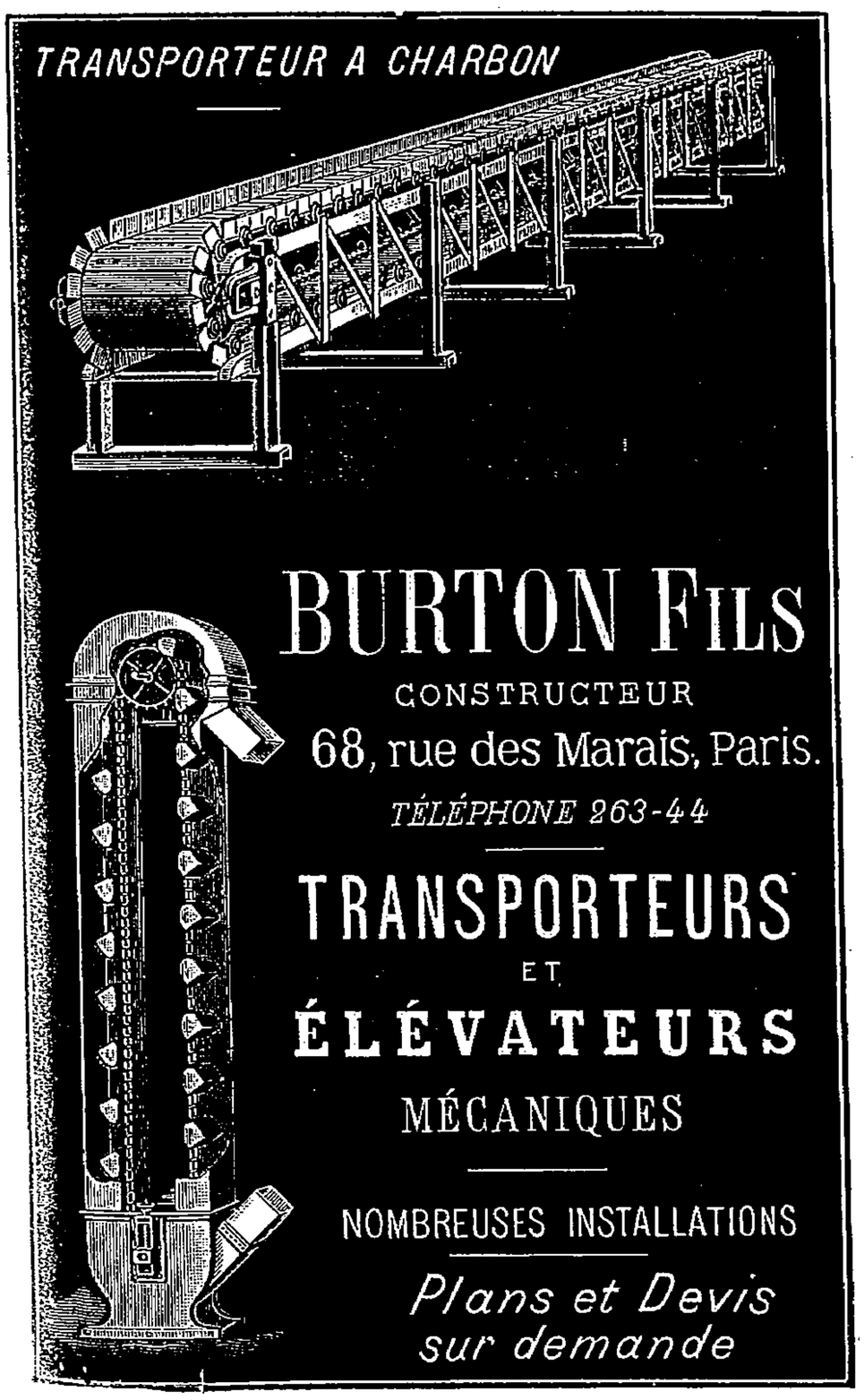
POUR TOUS USAGES

POMPES

à grande vitesse

POMPES CENTRIFUGES

à haute pression.



VIENT DE PARAITRE

à la Librairie Vve Ch. DUNOD, Éditeur

49, Quai des Grands-Augustins, PARIS (VIe)

40.000 Noms et Adresses	18e ANNÉE ÉDITION de 1903 Mise à jour au 1er Octobre	1.141 Pages de Texte

ANNUAIRE MARCHAL

DES

CHEMINS DE FER

ET DES

TRAMWAYS

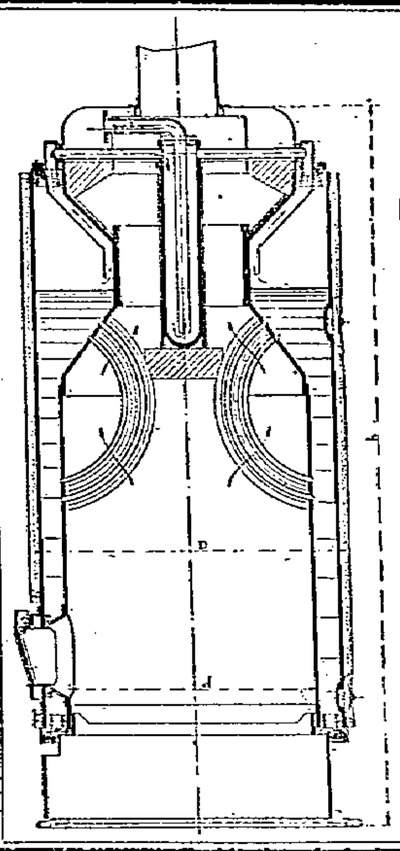
RÉDIGÉ D'APRÈS LES

Documents Officiels

Liste nominative
précisant l'emploi et la résidence de tous les Fonctionnaires
(Administrateurs, Ingénieurs, Chefs de service,
Inspecteurs, Chefs de Bureau, Chefs de section, Chefs de gare,
Employés principaux, etc.) des Chemins de fer
et des Tramways.
Renseignements techniques usuels, Législation, Tarifs
et distances

Un beau et fort volume grand in-8o de 1.141 pages de texte

Relié Toile pleine, Prix : **7 fr.** ; Franco : **7 fr. 85**



SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS ALTMANN (A. & M.)

18, rue de la Gare, LYON-VAISE — Téléph. 18.07

GÉNÉRATEUR A TUBES A LAMES

Avec ou sans retour de flammes

Breveté S. G. D. G.

Économie de charbon, 10 à 20 °/₀ sur les chaudières les plus perfectionnées.
Encombrement réduit. Absence d'incrustations.

Production intense, sans agitation.

Vapeur sèche ou surchauffée. Agencement mécanique.
Pas de maçonnerie; démontage facile et rapide.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE

d'alimentation et de niveau,
sans mécanisme ni frottement; extrême simplicité, *fonctionnement rigoureux.*

MOTEUR ÉCONOMIQUE SILENCIEUX A GRANDE VITESSE

à vapeur saturée ou surchauffée (Breveté S. G. D. G.)

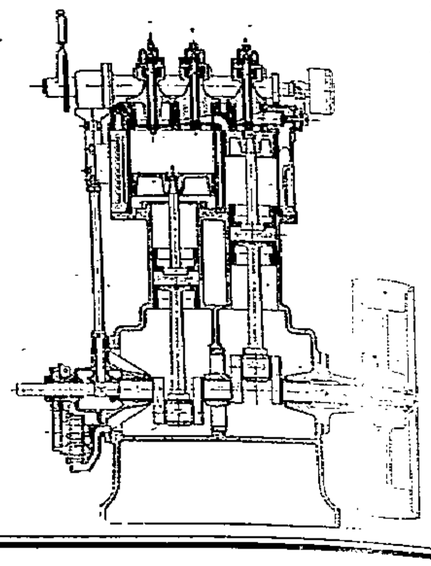
Grand rendement économique et mécanique

Aucune garniture; extrême propreté.

Distribution sans frottement
très simple, bien indépendante.

Détente variable
par régulateur sensible et puissant.
Écart de vitesse réduit au 1/100.
Chemise de vapeur.

Graissage automatique sous pression de tous les frottements.



LA VIE AUTOMOBILE

AUTOMOBILISME, CYCLISME, TRAMWAYS, AÉROSTATION, YACHTING

Paraissant tous les samedis

Rédacteur en chef : **BUADRY DE SAUNIER**

Abonnement annuel ; France ; **20** fr. ; Étranger ; **25** fr .

Une livraison spécimen est adressée sur demande contre **0** *fr.* **15** (*frais d'envoi*)

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Huiles et graisses industrielles — Piles et accessoires pour l'allumage électrique de moteur — Courroies en cuir et tissées — Produits d'amiante et de caoutchouc

P. RÉGNIER, *Rue Étienne-Dolet, 11,* PARIS

PRODUITS CALORIFUGES

pour haute et basse pression et contre le froid, en coquilles de liège et mastic plastiques, briques et carreaux de lièges agglomérés.

Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris.

LA MÉCANIQUE

A L'EXPOSITION DE 1900

Tome I.

I. — Installations mécaniques à l'Exposition.
II. — Chaudières à vapeur.
III. — Machines à vapeur.
IV. — Moteurs à gaz et à pétrole.
V. — Moteurs hydrauliques.

Tome II.

VI. — Pompes.
VII. — Régulateurs. Machines marines.
VIII. — Appareils de levage et de manutention.
IX. — Appareils de sécurité.
X. — Machines-outils.
XI. — Mécanique de la forge.

Tome III.

XII. — Exposition rétrospective.
XIII. — Machines frigorifiques.
XIV. — Matériel agricole.
XV. — Artillerie.
XVI. — Automobiles et cycles.
XVII. — Applications mécaniques de l'électricité.

3 beaux volumes formant ensemble 1.954 pages (32 × 22) avec 3.025 figures et 7 planches.

60 FRANCS

Le prix de la collection est payable à raison de 10 francs tous les mois sur des quittances présentées par la poste, ou au comptant à 54 francs net.

PARIS. — 84, rue Oberkampf. — PARIS

Chaînes Galle & Vaucanson

POUR

TOUS USAGES

Ancienne Maison GALLE

E. BENOIT

Successeur

DES MAISONS

GOUVERNET & VAUTIER-GUYOT

CHAINES SPÉCIALES pour AUTOMOBILES

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900. — 5 GRANDS PRIX, 5 MEDAILLES D'OR

APPAREILS de MESURE et de CONTROLE

SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELS

Adoptés par la Marine, les Ponts et Chaussées, les Chemins de fer, l'Assistance publique, le Bureau central météorologique de France, etc. — Enregistreurs appliqués à toutes les branches de l'Industrie, Chimie, Médecine, Électricité. — Chauffage, Mécanique, Météorologie, etc. — Baromètres, Thermomètres, Hygromètres, Indicateurs de niveau, Indicateurs à distance, Manomètres, Marégraphes, Anémomètres, Scrutateurs, Ampèremètres, Voltmètres, Chronographes, Contrôleurs de ronde.

Manomètre Enregistreur

Maison RICHARD Frères. — J. RICHARD Sr

25, Rue Mélingue, PARIS (Belleville)

Société Anonyme des Chaudières et Appareils Économiques

CAPITAL 1.000.000 FRANCS

SIÈGE SOCIAL : 34, Rue de Provence, Paris. — Téléphone 240.65.

CHAUDIÈRES SEMI-MULTITUBULAIRES applicables à toutes les industries.

BREVETÉES EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Grand volume d'eau. Maximum de vaporisation. Économie de combustible.
Sécurité absolue, Facilité de conduite, d'entretien et de nettoyage.

ÉCONOMISEUR — RÉCHAUFFEUR D'EAU D'ALIMENTATION

MANDRIN PERFECTIONNÉ

pour le dudgeonnage des tubes de chaudières.

Prospectus et Renseignements sur demande.

L. PÂRIS & Cie

INGÉNIEURS-MÉCANICIENS

19, rue Montéra. -- PARIS

PALANS PARIS A VIS TANGENTE EN DESSOUS
CRICS — TREUILS — MONTE-CHARGES
PONTS-ROULANTS — GRUES — VÉRINS

LOCATION D'APPAREILS PUISSANTS. — FABRIQUE DE CHAINES

Palans de tous systèmes

AGENCE GÉNÉRALE :

60, Rue de Provence, 60

PARIS

SOCIÉTÉ ANONYME DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE D'ANZIN

MOTEURS WINTERTHUR

de 1 à 1.000 chevaux

GAZ DE VILLE

GAZ PAUVRE

GAZ DE HAUTS-FOURNEAUX

ESSENCE — PÉTROLE — ALCOOL

Les mieux construits. — Les plus perfectionnés.

Bureaux : 94, Rue d'Hauteville — PARIS (Xe)

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

MACHINES-OUTILS

Courantes et Spéciales

EN TOUS GENRES

Envoi des Catalogues Spéciaux

FRANCO SUR DEMANDE

EXPOSITION UNIVERSELLE : PARIS 1900, HORS CONCOURS, MEMBRE DU JURY

Société Anonyme Française STERN-SONNEBORN

Au capital de 650.000 fr.

Anciens établissements STERN Frères et Cie

A PANTIN PRÈS PARIS.

HUILE "STERNOLINE"

pour cylindres à vapeur, tiroirs, organes de machines, transmissions, etc.

HUILE SOLUBLE DANS L'EAU

pour tarauder, percer, forer et pour cylindres à air

GRAISSES SPÉCIALES POUR CABLES

métalliques, en chanvre, manille ou coton

GRAISSE ADHÉRENTE

en pains, pour courroies - en cuir, coton, poils de chameau, etc.

Graisse consistante

ENDUIT ÉLASTIQUE

pour engrenages

GRAISSE UNIVERSELLE "Glandoline"

pour chaudières tubulaires, robinets, écrous, boulons, etc.

RÉFRIGÉRANT DES COUSSINETS ÉCHAUFFÉS

PATE ANTIFRICTION "STERN"

pour boîtes à bourrages et tiges de pistons

CARBOLINEUM "STERN"

Enduit hydrofuge antiseptique pour la conservation du bois.

GRAISSES SPÉCIALES POUR TOURILLONS.

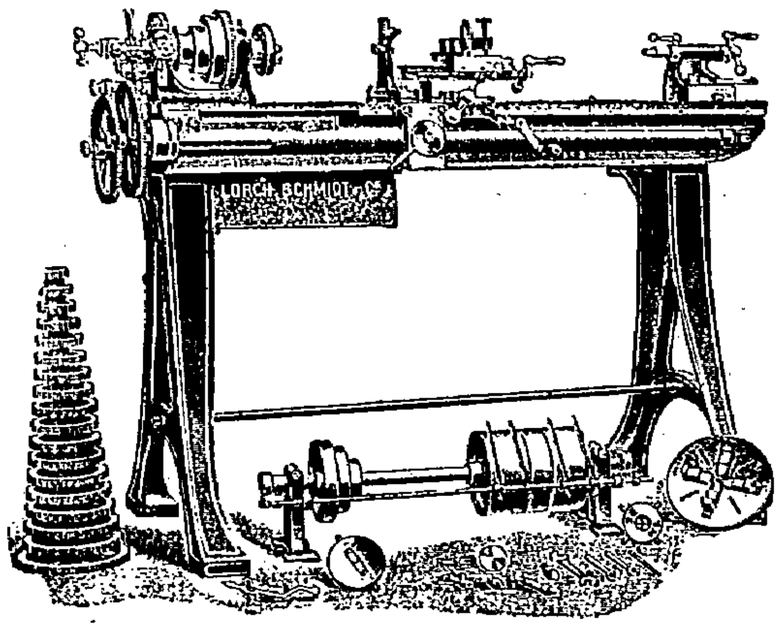
DIPLÔME DE GRAND PRIX & MÉDAILLES D'OR AUX EXPOSITIONS UNIVERSELLES

TOURS DE PRÉCISION LORCH

POUR PETITE ET GROSSE MÉCANIQUE

Tours à tourner, à fileter à Manchons et Parallèles

Envoi du Prix-courant illustré, franco sur demande



AGENTS DÉPOSITAIRES

Henri PICARD & Frère

131, Boulevard Sébastopol

PARIS

APPAREILS DE LEVAGE

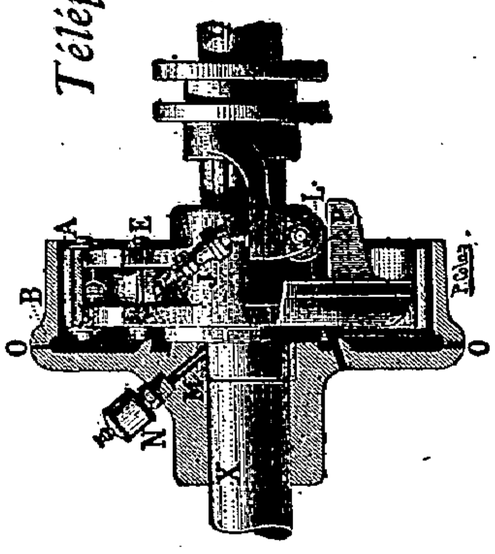
à bras électriques ou à vapeur

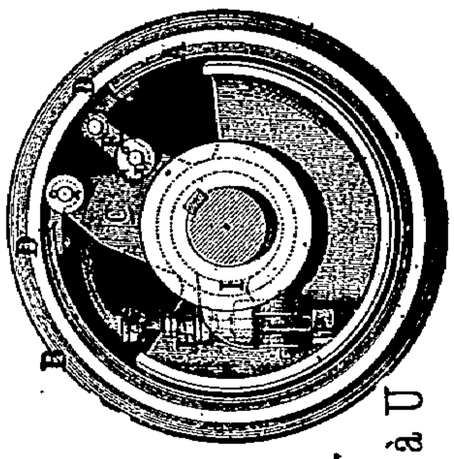
Systèmes Mégy et autres.

EMBRAYAGES A FRICTION

Rationnels, Progressifs, (Brevetés S. G. D. G.)

Téléphone 533.16





Poulies en fer à bras en fer à U

BREVETÉ S. G. D. G.

TRANSMISSIONS PALIERS-GRAISSEURS

J. BONNAFFOUS Ingénieur-Constructeur (A. et M.), 49, rue des Cloys.

Ancienne maison Merlot, PARIS.

TABLE ALPHABÉTIQUE DES ANNONCES

	PAGES
Alexis-Godillot (G.)	14
Andernach (A.-W.)	10
Benoît (E.)	1
Bernier (Vve et Cie)	Couverture
Biétrix, Leflaive et Cie	Couverture
Bonnafous	2
Bonvillain	7
Boulte, Larbodière et Cie	10
Burton fils	15
Cie de Fives-Lille	Couverture
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston	8
Cie industrielle des procédés Raoul Pictet	12
Cie Magnolia	10
Courtier	14
Demoor	4
Despaigne (H.)	3
Dumont (L.)	14
Etablissements Turgan et Foy	6
Farcot (E.)	18
Farcot frères et Cie	13
Fabriques réunies d'émeri et de machines	7
Grob	4
Henry (R.)	13
Hering (A.)	10
Huré (P)	18
Kestner (Paul)	14
Lejeune (Marcel)	Couverture
Mathian (C.)	8
Merville (C.)	14
Mestral (G. et P. de)	18
Michelin	Couverture
Muller et Roger	5
Naeyer (de) et Cie	Couverture
Niclausse (J. et A)	12
Otto Schwade et Co	15
Pâris (L.) et Cie	1
Pelon et Roger	17
Picard (Henri) et frère	2
Pinette (G.)	4
Poillon (Edouard)	5
Prat (Louis)	11
Progrès industriel	15
Régnier (P.)	16
Richard (J.)	1
Roch (Pierre)	15
Rogers (R.) et Cie	17
Sautter, Harlé et Cie	18
Schwoerer (Emile)	Couverture
Sloan et Cie	3
Société alsacienne de Constructions Mécaniques	1
Société anonyme des chaudières et appareils économiques	1
Société anonyme de Mécanique industrielle d'Anzin	9
Société des Etablissements Singrün	16
Société des générateurs Altmann	8
Société française du Métal anti-friction glacier	9
Société française des pompes Worthington	11
Société de Laval	2
Stern Frères et Cie	8
Strube et fils	18
Taveau	17
Temple et Walch (De)	18
Tiersot (A.)	Couverture
Wanner et Cie	Couverture

RÉPERTOIRE PAR SPECIALITÉS

DES

PRINCIPAUX FOURNISSEURS DE LA CONSTRUCTION MÉCANIQUE

ACCESSOIRES POUR CHAUDIÈRES ET MACHINES A VAPEUR

PAGES

Alexis Godillot (G.) 14
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Mathian 8
Michelin ..... Couverture
Muller et Roger 5
Poillon (Edouard) 5
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

AGRAFES POUR COURROIES

Wanner et Cie ..... Couverture

ANTI-FRICTION

Cie Magnolia 10

APPAREILS A AIR COMPRIMÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 17

APPAREILS DE LEVAGE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Bonnafous 2
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Paris (L.) et Cie 1
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

APPAREILS DE MESURE

Richard (J.) 1

APPAREILS DE PRÉCISION

Richard (J.) 1

APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston 8
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

BREVETS D'INVENTION

Merville (C.) 14
Mestral (G. et P. de) 18

BRONZE PHOSPHOREUX

Muller et Roger 5

CABLES MÉTALLIQUES

PAGES

Pelon et Roger 17

CALIBRES A COULISSES

Roch (Pierre) 14

CALORIFÈRES

Mathian 8

CAOUTCHOUC MANUFACTURÉ

Michelin ..... Couverture

CARTON BITUMÉ

Andernach (A.-W.) 10

CHAINES

Benoit (E.) 1
Paris (L.) et Cie 1

CHAUDIÈRES

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Etablissements Turgan et Foy 6
Farcot Frères et Cie 13
Mathian 8
Naeyer (de) et Cie ..... Couverture
Niclausse (J. et A.) 12
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11
Société anonyme des Chaudières et Appareils économiques 1

CHAUDRONNERIE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Mathian 8
Pinette (G.) 4

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

Mathian 8

CIMENT VOLCANIQUE

Andernach (A.-W.) 10

COMPRESSEURS D'AIR

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 17

CONDENSEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10

COURROIES

Wanner et Cie ..... Couverture

CRICS

Bonnafous 2
Paris (L.) et Cie 1
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

DÉTENDEURS

PAGES

Muller et Roger 5

EAU DISTILLÉE

Kestner (P) 14

ÉLECTRICITÉ

Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Cie franç. pour l'Exploitation des procédés Thomson-Houston 8
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne de Constructions Mécaniques 11

ELÉVATEURS-TRANSPORTEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot (E.) 18

EMBRAYAGES ET DÉBRAYAGES

Bonnafous 2
Taveau 18

ENGRENAGES

Lejeune (Marcel) ..... Couverture

FONDEURS EN CUIVRE

Muller et Roger 5

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

FOYERS POUR CHAUDIÈRES

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5

FUMIVORITÉ

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5
Prat (Louis) 11

GRAISSEURS

Henry (R.) 13
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

GRILLES DE FOYERS

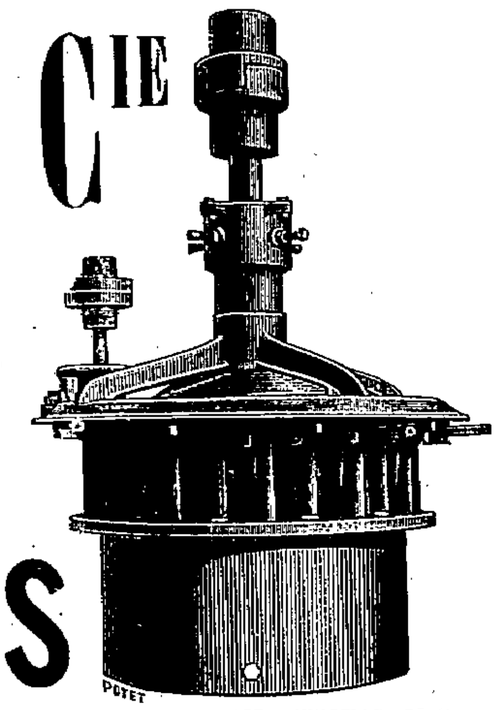
Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon (Edouard) 5

SLOAN ET Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

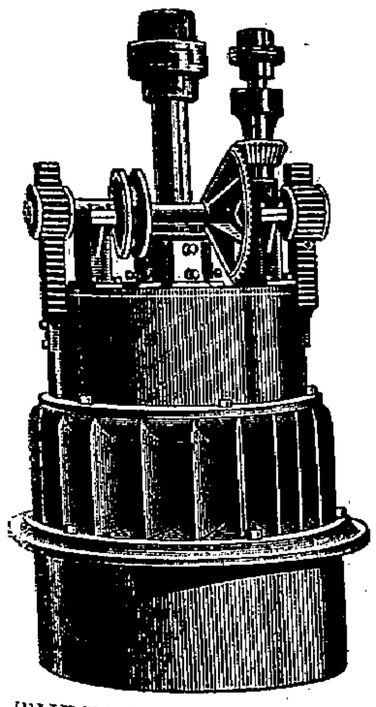
17, rue du Louvre, PARIS

(TÉLÉPHONE)



TURBINES

TURBINE TYPE *N S.*



AMERICA

Pour débits variables, hautes et basses chutes

RENDEMENT GARANTI AU FREIN

80 à 85 %

Supérieur à celui de tout autre système en usage.

LES ROUES SONT COULÉES D'UNE SEULE PIÈCE

GRANDE RÉGULARITÉ DE MARCHE

LIVRAISON RAPIDE — PRIX MODÉRÉS

TURBINE TYPE *M C.*

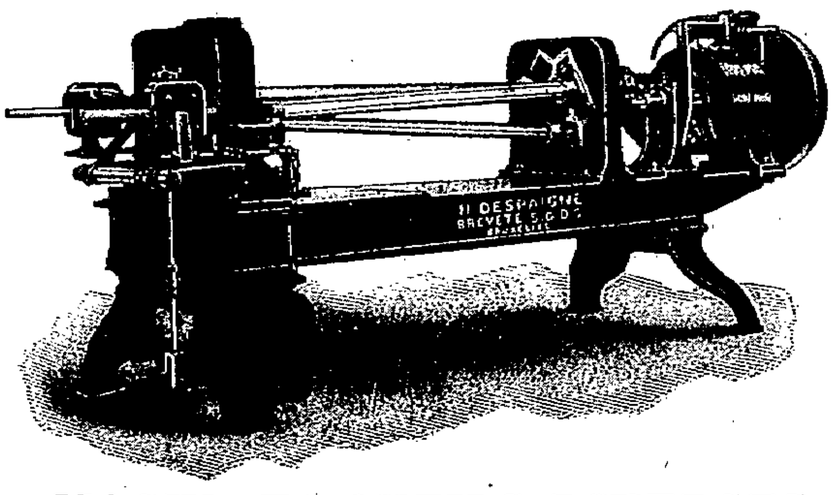
Catalogues et circulaires sur demande

CONSTRUCTION DE MACHINES SPÉCIALES

ET

Entreprise générale d'Installations Industrielles

Pour fabrique de : boulons, écrous, rivets, crampons, tire-fonds, limes, tubes étirés, fers à cheval, vis à glace, clous à ferrer, clous de chaussures, vis à bois, pièces estampées en tous genres, pointes de Paris, chevilles, semences, grillages, ronces artificielles, clous dorés, tréfileuses, etc., etc.



MACHINES-OUTILS DIVERSES

Machines-outils spécialement étudiées et construites pour la production en masse de pièces ouvrées de petites et moyennes dimensions.

Etude et construction de toutes machines nouvelles pour fabrication de pièces diverses suivant échantillons ou croquis.

H. DESPAIGNE

Ingénieur-Constructeur

BUREAUX

BRUXELLES

148, rue Berckmans

Téléphone n° 320.

Adresse télégraphique : DESPAIGNE BRUXELLES

Codes Used Lieber's The Engineering A. B. C. A. I.

Ateliers : ANDERLECHT — BRUXELLES

G. PINETTE, CHALON-S-SAONE

MAISON FONDÉE EN 1830

Surface occupée par les usines : 3 hectares

Personnel : 350 ouvriers

EXPOSITIONS UNIVERSELLES PARIS

1878, Médaille d'Argent.

1889, 2 Médailles d'Or. — Croix de la Légion d'Honneur

1900, Grand Prix, Médaille d'Or

MATÉRIEL POUR MINES

Appareils ÉLECTRIQUES, à vapeur et à air comprimé

TREUILS DE DIVERS TYPES

POMPES SOUTERRAINES ET AUTRES

VENTILATEURS SYST. GENESTE-HERSCHER

pour le jour et pour le fond

COMPRESSEURS D'AIR SYST. WEISS — PERFORATRICES & BOSSEYEUSES

CASSE-COKE & CASSE-CHARBON

Crible giratoire Système COXE

INSTALLATIONS COMPLETES

de cassage, criblage et lavage, de sièges d'extraction, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CONDENSATIONS CENTRALES

MATÉRIEL POUR TUILERIES ET BRIQUETERIES

BROYEURS, MALAXEURS

MACHINES A ÉTIRER

Presses à friction

PRESSES A CINQ PANS

à simple et à double pression.

PRESSES POUR BRIQUES

Presse spéciale pour carreaux

MACHINES A TUYAUX

MOULES, FILIÈRES, MONTE-CHARGES, TOILES SANS FIN, ETC.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

de Tuileries et briqueteries, Fabriques de Briques réfractaires, Fabriques de briques de Lautier, etc

MACHINES A VAPEUR, CHAUDIÈRES, TRANSMISSIONS, ETC.

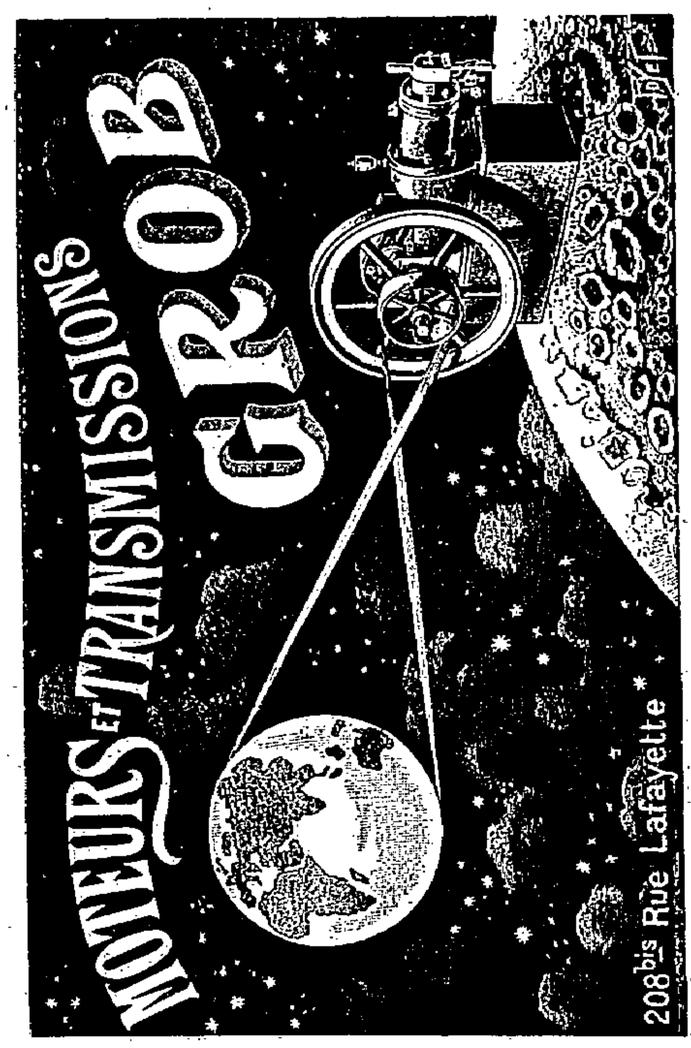
---

300 grammes de pétrole ordinaire.
300 litres de gaz d'éclairage.
400 grammes d'alcool ou essence.

Consommation garantie

MOTEURS à GAZ — PÉTROLE — *ESSENCE* — ALCOOL — Gaz Pauvre — Dynamos

PALIERS graisseurs à *BAGUES* et à *ROTULE* LONGUE Portée — POULIES — EMBRAYAGES



Cie des MOTEURS UNIVERSELS syst. GROB

208 bis, rue LAFAYETTE, Paris (10e)

(Anciennement, 56, rue Lafayette)

ATELIERS DEMOOR

(FIRME J. & M. DEMOOR, H. DEMOOR & Cie SUCCRS)

299, Chaussée d'Anvers

BRUXELLES

Adresse télégraphique : **Ateliers-Demoor-Bruxelles**

TÉLÉPHONE 1622

Représentant général pour la France :

H. LEVEUGLE, INGÉNIEUR

185, Boulevard Voltaire, PARIS

CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

MACHINES-OUTILS

POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX

Exposition Universelle Paris 1889-1900, MÉDAILLE D'OR

Exposition Universelle Anvers 1894, GRAND PRIX

Exposition Universelle Bruxelles 1897, HORS CONCOURS

GÉNÉRATEURS TURGAN

Brevetés en France et à l'Étranger

GÉNÉRATEURS FIXES

Production très intense de vapeur sèche. — Conduite très facile et très sure.

CIRCULATION DE L'EAU
parfaitement guidée

Tubes individuellement démontables

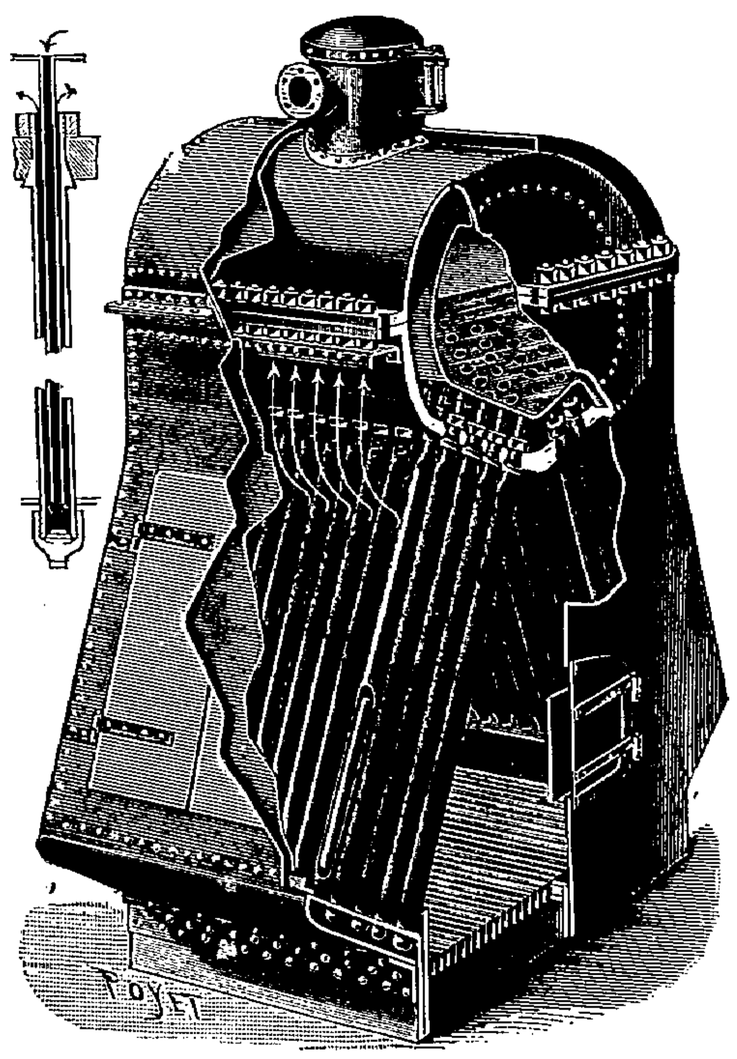
ENCOMBREMENT
très réduit

GÉNÉRATEURS
POUR LA
Marine de Guerre

POIDS LE PLUS FAIBLE

Traction mécanique

OMNIBUS A VAPEUR



PLAN D'EAU
absolument fixe

NETTOYAGE FACILE
sans démonter les tubes

ENCOMBREMENT
très réduit

GÉNÉRATEURS
POUR LA
Marine de Commerce

POIDS LE PLUS FAIBLE

Traction mécanique

CAMIONS A VAPEUR

Les tubes sont **droits, individuellement démontables.** Les tubes sont très aisément **nettoyables** sans qu'il soit nécessaire de les **démonter.** Toutes les pièces sont **interchangeables. Absence** complète de pièces en **fonte.** Joints entièrement **métalliques.** Le **maximum** d'économie de combustible peut être obtenu sans le secours d'aucun appareil. Mise en pression **très rapide.** Facilité d'atteindre les plus **hautes pressions.**

RENSEIGNEMENTS SUR DEMANDE

ÉTABLISSEMENT TURGAN ET FOY

100-102, RUE CARNOT. — LEVALLOIS-PERRET

VOITURES AUTOMOBILES TURGAN ET FOY

96-98, RUE CARNOT. — LEVALLOIS-PERRET

FABRIQUES RÉUNIES D'EMERI ET DE MACHINES

PARIS. — *8, Boulevard Richard-Lenoir, 8.* — **PARIS**

MACHINES A MOULER

et pour la

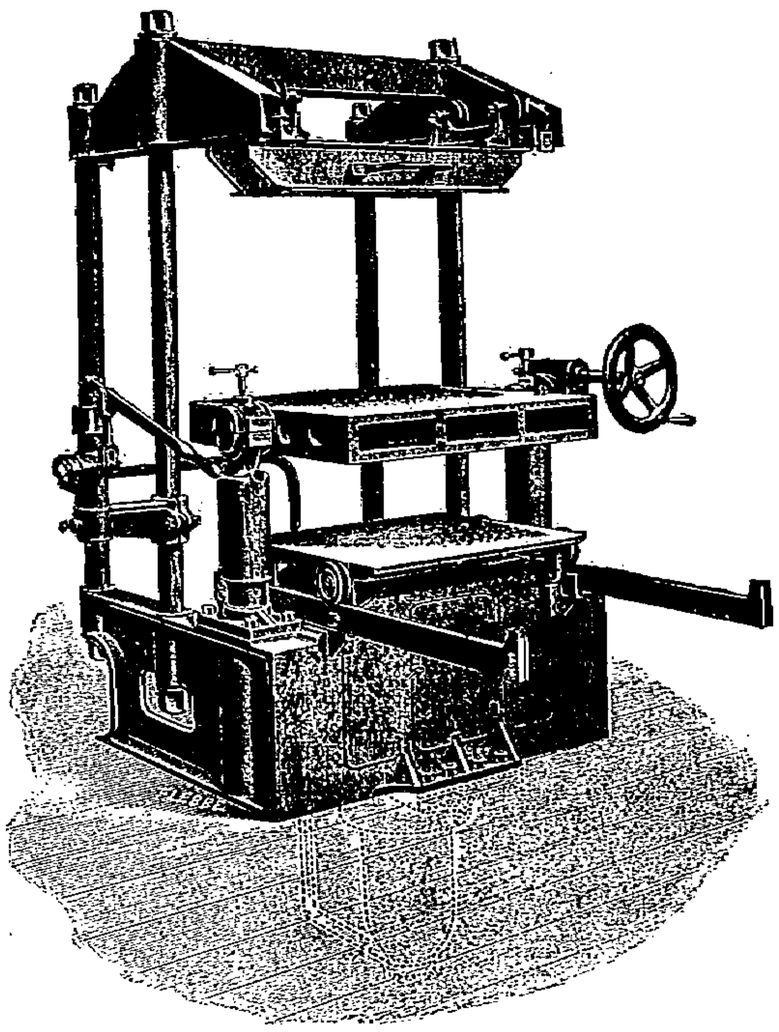
PRÉPARATION DES SABLES

MÉDAILLE D'OR

Nos machines à mouler et à noyauter, etc., sont *montrées en marche* à nos magasins :

8, Boulevard Richard-Lenoir

RÉFÉRENCES ET CATALOGUES SUR DEMANDE



MACHINES A MEULER

300 différents modèles

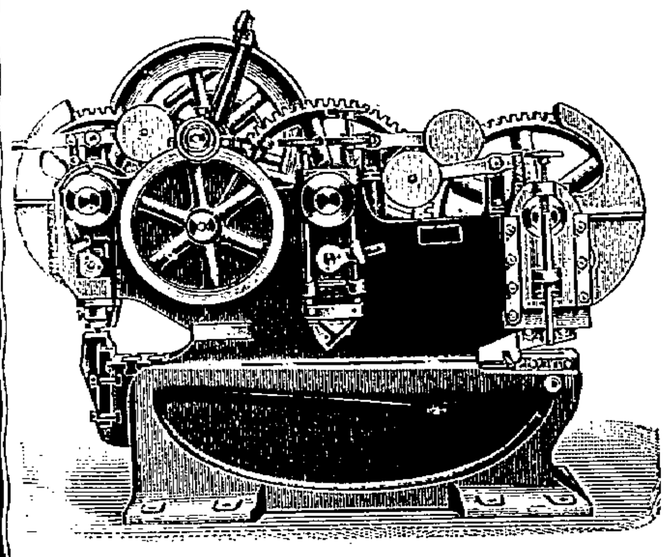
MEULES D'EMERI

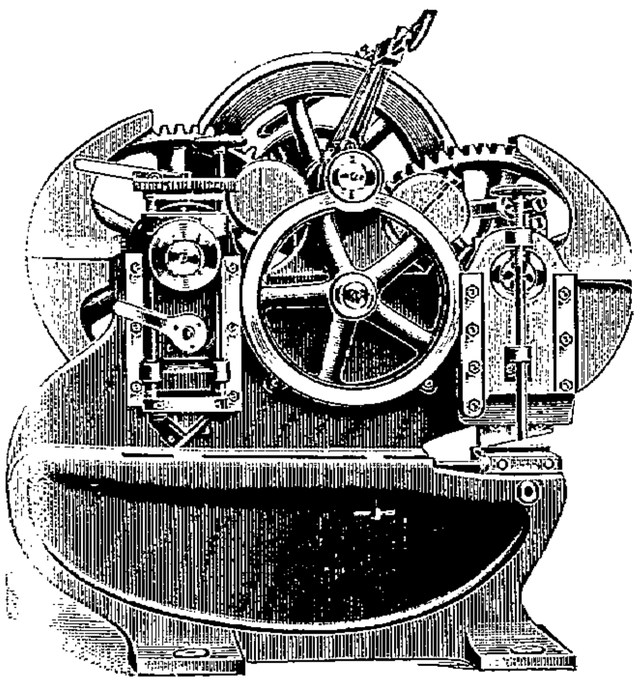
Exposition Internationale LILLE 1902

MACHINES A FRAISER

de haute précision

USINES A HANNOVRE
— HARBOURG
— LONDRES





Nouvelle Cisaille

PERMETTANT DE

COUPER DANS N'IMPORTE QUEL SENS

UNE TOLE DE DIMENSIONS QUELCONQUES

Évite les longues et encombrantes cisailles à longues échancrures.
Permet la coupe de profilés quelconques sans changer de lame.
Permet de poinçonner dans les ailes des profilés aussi près de l'âme qu'on le désire.
Coupe et poinçonne tôle et profilés de toutes dimensions.

DEMANDER LE CATALOGUE SPÉCIAL

OUTILLAGE SPÉCIAL

pour la construction des PONTS, CHARPENTES, CHAUDIÈRES, NAVIRES, etc.

MACHINES A PLANER ET A CINTRER ET A EMBOUTIR LES TOLES DE TOUTES PUISSANCES

MACHINES SPÉCIALES

pour le cintrage des mâts, des tôles de quille et de coque.

MACHINES PORTATIVES POUR CHANTIERS

RIVEUSES HYDRAULIQUES

PNEUMATIQUES A PERCUSSION ET A PRESSION HYDRO-PNEUMATIQUES, etc.

COMPRESSEURS D'AIR, POMPES ET ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES, ETC., ETC.

Téléphone 120-59

Adresse télégraphique :
BONVILLAIN-PARIS

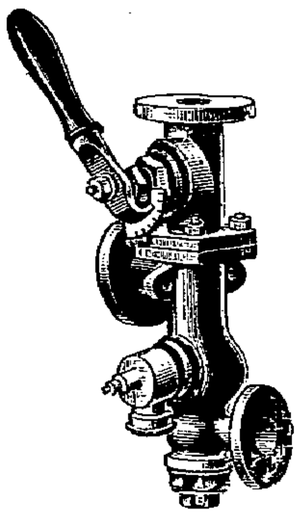
PH. BONVILLAIN, Ingénieur-Représentant

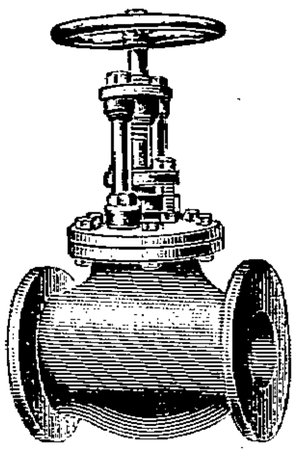
PARIS — 6, RUE BLANCHE, 6 — PARIS

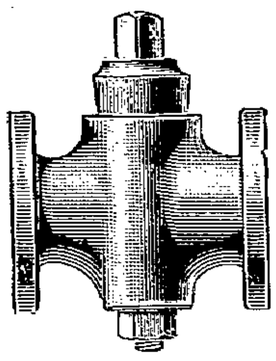
H. STRUBE & FILS Ingénieurs-Constructeurs

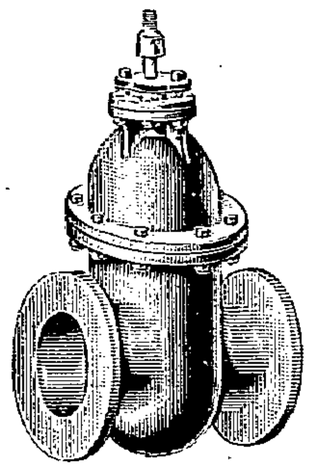
rue Hortense à MONTROUGE, près Paris

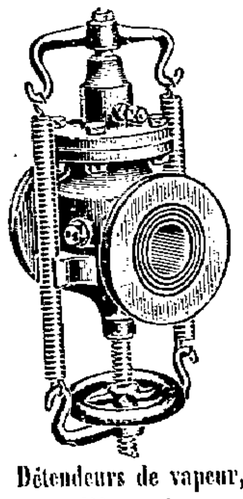
Fournisseurs des Ministères et des Chemins de fer


Injecteurs Re-Starting.


Robinets soupapes.


Robinetterie générale.


Robinets vannes


Détendeurs de vapeur, modèle marine.

FONDERIE DE BRONZE ET CUIVRE

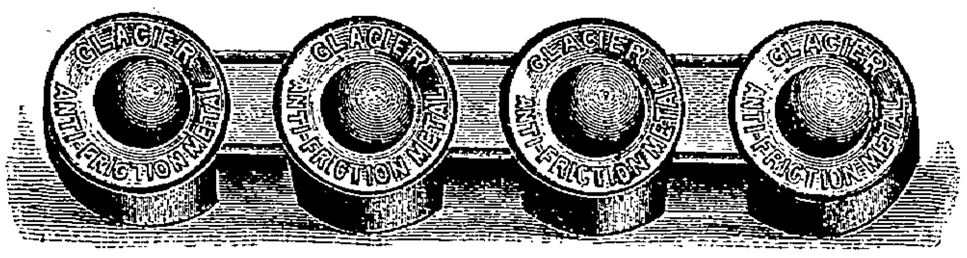
Accessoires pour Chaudières et Machines à vapeur. — Soupapes de sûreté. — Indicateurs de niveau d'eau. — Manomètres. — Pyromètres. — Purgeurs automatiques. — Régulateurs de vitesse. — Graisseurs mécaniques.

Robinets et Appareils pour conduites d'eau. — Robinets vannes-clapets de retenue. — Bouches d'incendie. — Bornes-fontaines, etc.

Envoi franco du Catalogue

« MÉTAL ANTI-FRICTION GLACIER »

MARQUE DÉPOSÉE



MARQUE DÉPOSÉE

Fac-simile d'un lingot du métal Glacier

Le plus fort et le plus durable pour toutes espèces de coussinets, paliers et têtes de bielles de machines en tous genres et qui possède, en outre, au plus haut degré, les qualités spéciales d'anti-friction et de lubrification.

Pour tous Renseignements, Prix, Commandes, etc., s'adresser à la

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DU MÉTAL ANTI-FRICTION « GLACIER »

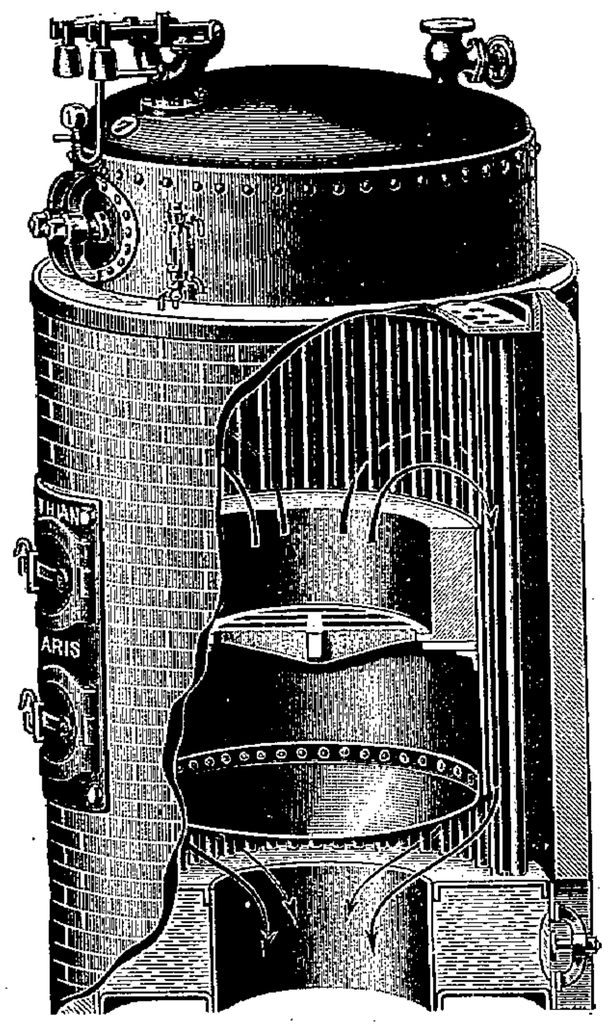
67, RUE DE LA VICTOIRE. — PARIS. — TÉLÉPHONE : 230-61

Fournisseur des diverses Administrations de l'État et des Grandes Compagnies de Chemins de Fer, Traction et Navigation françaises.

GÉNÉRATEURS MULTITUBULAIRES

Jusqu'à 6.000 *kilos de vapeur à l'heure.*

C. MATHIAN



Système à flamme renversée.

GRAND VOLUME DE VAPEUR ET D'EAU

Consommation de charbon inférieure à tous les autres systèmes de générateurs.

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

PARIS, 25, rue Damesme
LYON, 245, rue Créqui.

Demander le tarif N° 28.

Librairie Vve CH. DUNOD, éditeur,
49, quai des Grands-Augustins, Paris.

L'ÉLECTRICIEN

REVUE INTERNATIONALE

DE L'ÉLECTRICITÉ ET DE SES APPLICATIONS

PARAISSANT TOUS LES SAMEDIS

Abonnements { France, Algérie, Tunisie : **20** fr.
Colonies et Étranger : **25** fr.

Un numéro spécimen est envoyé sur demande contre 0 fr. 15 (frais d'envoi).

Compagnie Française pour l'Exploitation des procédés

THOMSON-HOUSTON

Capital : 40 Millions

10, RUE DE LONDRES, PARIS

Éclairage à arc et à incandescence

DYNAMOS — MOTEURS — TRANSFORMATEURS

Transport de Force

LOCOMOTIVES BASSES POUR MINES

PONTS ROULANTS ET TOURNANTS

Haveuses — Perforatrices

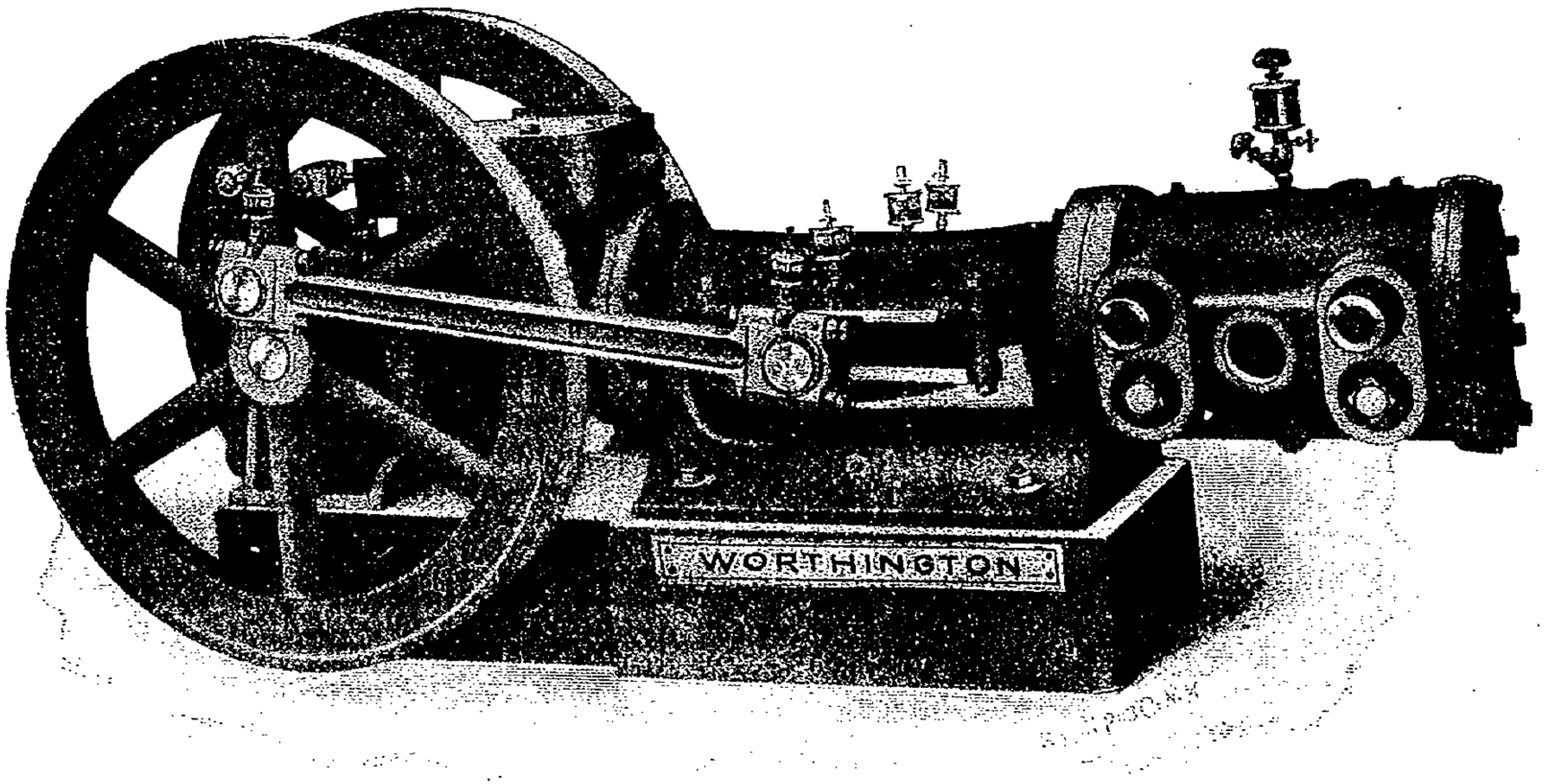
TRACTION ÉLECTRIQUE

ATELIERS DE CONSTRUCTION : *41, rue des Volontaires, PARIS*

COMPRESSEURS D'AIR

Wortingthon

MARQUE DÉPOSÉE



Compresseur d'air à vapeur.

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES POMPES WORTHINGTON

43, Rue Lafayette, PARIS

Exposition Universelle Paris 1900. Hors Concours. Membre du Jury.

TURBINE HERCULE-PROGRÈS

Brevetée S. G. D. G. en France et dans les pays Étrangers

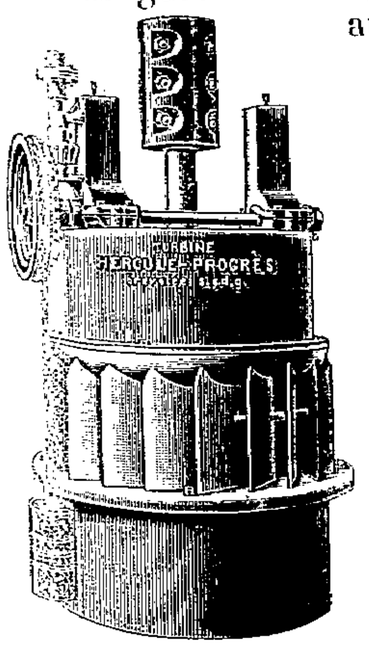
LA SEULE BONNE POUR DÉBITS VARIABLES -- 400.000 CHEVAUX DE FORCE EN FONCTIONNEMENT

Supériorité reconnue pour Éclairage électrique, Transmissions de force, Moulins, Filatures, Tissages, Papeteries, Forges et toutes Industries.

RENDEMENT GARANTI AU FREIN DE 80 A 85 0/0

Rendement obtenu avec une Turbine fournie à l'État Français : 90.4 0/0

Nous garantissons, au frein, le rendement moyen de la turbine "**Hercule-Progrès**" supérieur à celui de tout autre système ou imitation, et nous nous engageons à reprendre dans les trois mois tout moteur qui ne donnerait pas ces résultats.



TURBINE SANS HUCHE

AVANTAGES : Pas de graissage.— Pas d'entretien.— Pas d'usure.— Régularité parfaite de marche. — Fonctionne noyée, même de plusieurs mètres, sans perte de rendement. — Construction simple et robuste. — Installation facile. — Prix modérés.

TOUJOURS AU MOINS 100 TURBINES EN CONSTRUCTION OU PRÊTES POUR EXPÉDITION IMMÉDIATE

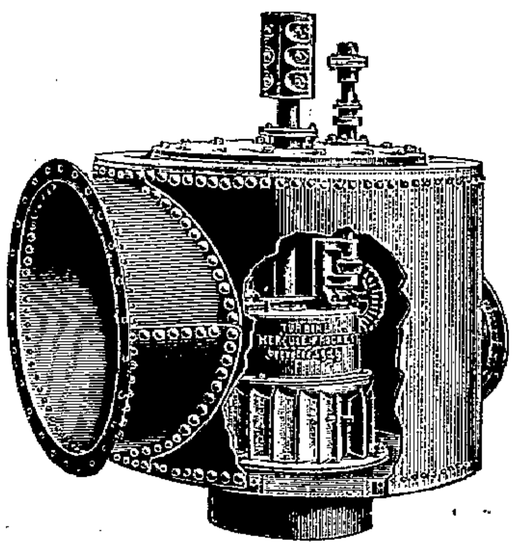
PRODUCTION ACTUELLE DES ATELIERS : QUATRE TURBINES PAR JOUR

SOCIÉTÉ DES ÉTABLISSEMENTS SINGRUN

Société anonyme au capital de 1.500.000 francs à Épinal (Vosges).

Éviter les contrefaçons, se méfier des imitations

Renseignements, Circulaires, Prix et Références sur demande.



TURBINE AVEC HUCHE

Env. 2.000 appareils sont fournis pour chaudières de 500.000 mc. de surface de chauff. totale. — Économisant d'env. 80 wagons de houille par jour.

SURCHAUFFEURS DE VAPEUR

APPAREILS DE VAPEUR RAFFINÉE. — BREVET FRANÇAIS

Conduite de vapeur pour vapeur saturée et raffinée.

A. HERING

Ingénieur-constructeur

NUREMBERG

(BAVIÈRE)

TEMPÉRATURE DE VAPEUR JUSQU'A 400° C.

CONSTRUCTION BREVETÉE ET LA PLUS EPROUVÉE

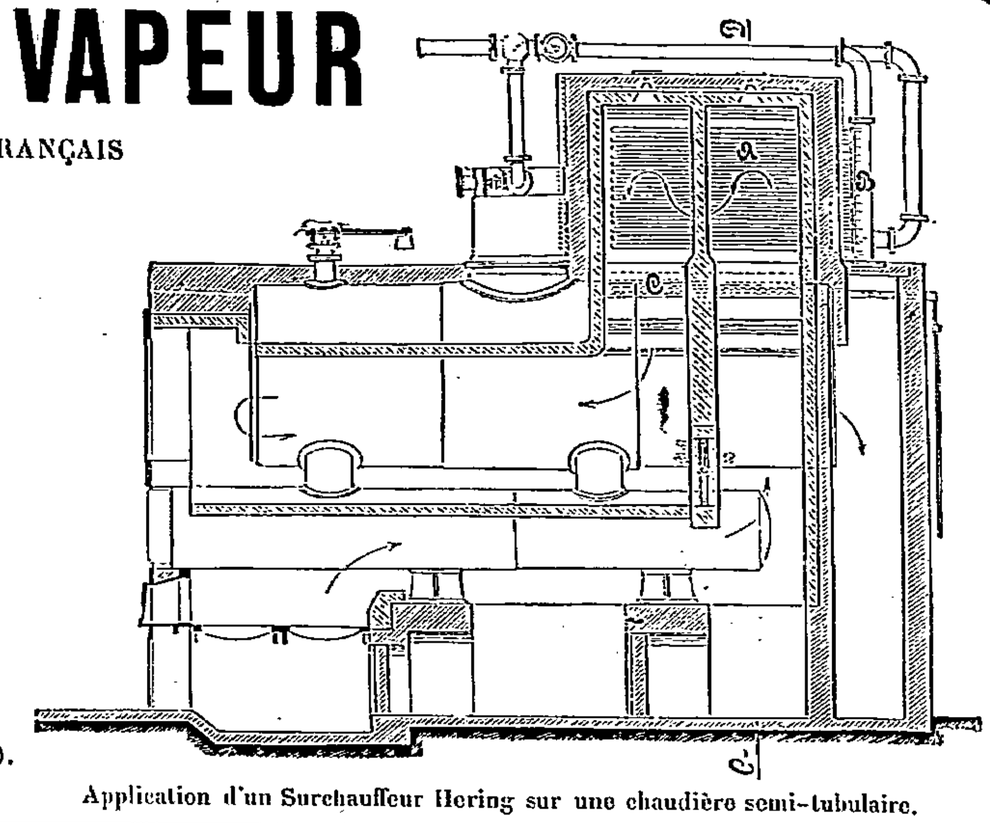
Sans joints de bride.

SERPENTINS SANS SOUDURE ET CHANGEABLES

Applicables à chaque système de chaudière.

MÉDAILLE D'OR COMO 1899. — MÉDAILLE D'ARGENT PARIS 1900.

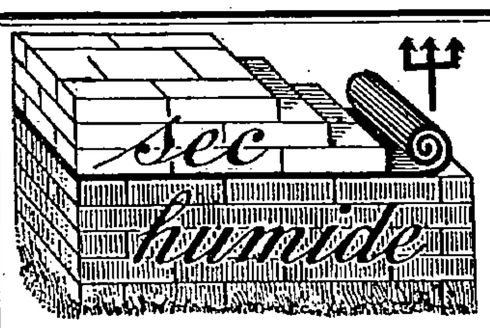
Les appareils sont construits en France et montés par mes monteurs éprouvés.



Application d'un Surchauffeur Hering sur une chaudière semi-tubulaire.

Représentant Général pour la France et Colonies : M. G. LAROCHE, Neuilly-Paris, rue du Château, 33.

Réchauffeurs d'eau d'alimentation (Économiseurs à tubes d'acier de petit diamètre).



Plaques isolatrices flexibles « Andernach » contre l'humidité montant du sol.

Carton bitumé

« ASFALTINA »

excessivement durable et imperméable.

Sur demande j'adresse gratis et franco mes notices avec échantillons.

Ciment volcanique

(ciment ligneux, ciment de bois)

« Andernach »

pour les

Toitures-Terrasses

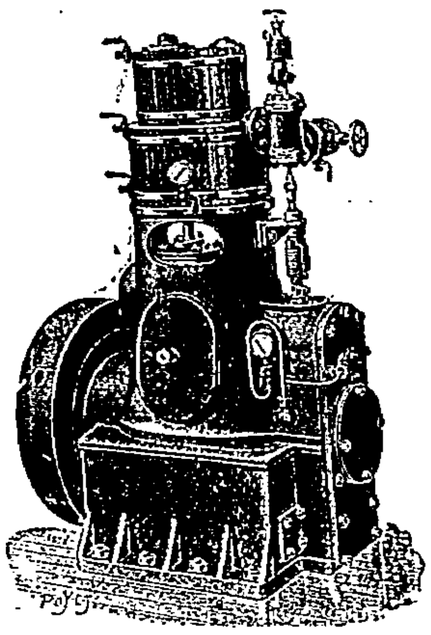
imperméables.

Cartons plissés imperméables « Kosmos » contre l'humidité des murs.

Carbolinéum « Neptune » enduit conservateur couleur noyer.

A.-W. Andernach, Anvin par Boulogne-sur-Mer

Fabricant breveté de produits hydrofuges.



MACHINES A VAPEUR « BL »

à double effet et à graissage sous pression.

BREVETÉ S. G. D. G. EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Construction française de précision. — Conduite et entretien faciles. — Pas d'usure, ni ajustage. — Consommation de vapeur extrêmement réduite avec et sans surchauffe.

TYPES SPÉCIAUX POUR MANUFACTURES attaque par courroie ou câbles de 10 à 1.000 ch.

GROUPES ÉLECTROGÈNES COMPLETS à haut rendement.

Références. — Ministère de la Guerre et de la Marine. — Marine Portugaise. — Cie des Chemins de fer d'Orléans et de l'Ouest. — Imprimerie Nationale. — Ateliers et chantiers de la Loire. — Usines métallurgiques de Marquise à Rinxent (Pas-de-Calais). — Cie des Mines de Campagnac, à Cransac (Aveyron). — Cie des Mines d'Anzin. — Société française de cotons à coudre, à Azerailles (Meurthe-et-Moselle. — Chappée et Fils, le Mans. — G. et H.-B de La Mathe, à St-Maurice (Seine). — Cie Gle Parisienne de Tramways, Paris. — Renault Frères, à Billancourt. — De Dion, Bouton et Cie, à Puteaux, etc., etc.

BOULTE, LARBODIÈRE & CIE

E. C. P. A. M.

Bureaux, 20, rue Taitbout, Paris (Tél. 213-86). — Ateliers à Aubervilliers (Seine)

Une des plus importantes Compagnies Françaises

la " Compagnie des MESSAGERIES MARITIMES "

a commandé jusqu'à ce jour

83.524 Kilogs

De Métal " **MAGNOLIA** "

Nous pensons qu'à lui seul un pareil emploi suffit à prouver la valeur de notre métal.

COMPAGNIE MAGNOLIA

50, Rue Taitbout, PARIS

Exposition de Rouen 1896. — **MÉDAILLE D'ARGENT**

EXPOSITION UNIVERSELLE DE PARIS 1900 — Médailles de bronze et d'argent

La plus haute récompense accordée au tirage mécanique

TIRAGE MÉCANIQUE DES FOYERS

ET VENTILATION INDUSTRIELLE PAR ENTRAINEMENT D'AIR

Système Louis PRAT, breveté S. G. D. G., en France et à l'Étranger.

PRINCIPAUX AVANTAGES :

Procédé de tirage exigeant la force motrice la plus petite employée jusqu'ici c'est-à-dire moindre qu'un demi pour cent de la puissance des chaudières.

Pas d'arrêt, pas d'usure, pas de réparation, pas de bruits, et à la plus grande simplicité d'installation,

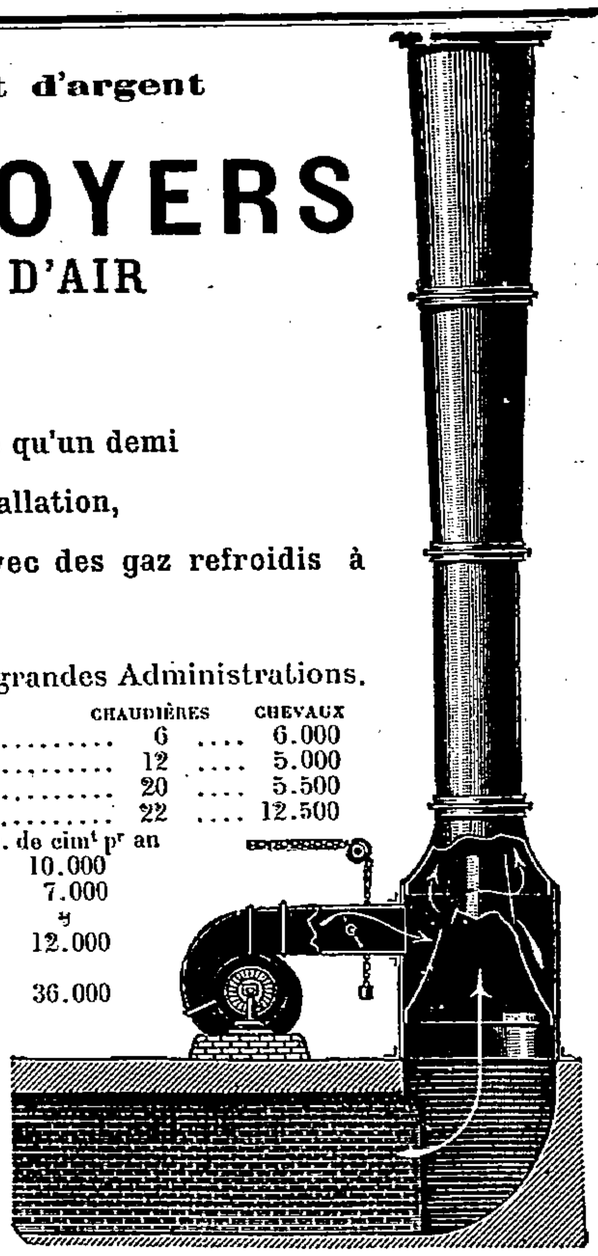
Suppression des hautes cheminées d'usine ;
Allures de combustion pouvant dépasser 150 kilos par mètre carré de grille-heure ;
Utillisation des mauvais combustibles ;
Suppression des carneaux ;
Certitude de fonctionnement, même avec des gaz refroidis à 100 degrés ;
Facilité de réglage de la chauffe.

FOURNISSEUR : des Ministères de la Guerre, de la Marine, des Finances, du Commerce, de la Ville de Paris et des grandes Administrations.

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Usine électrique Thomson-Houston à St-Mandé	1	750
— — — à Malakoff	6	2.000
— — Secteur Rive Gauche	3	1.300
— — — —	4	1.600
Établissements Gillet à Villeurbanne	4	1.000
— Michelin à Clermont-Ferrand	6	1.200
Filatures Ponyer-Quertier à Rouen	5	1.000
Teintureries Gaiffe et Watremez à Cambrai	4	1.200
— — —	6	1.800
Compagnie des Mines de Liguy-les-Aire	5	1.500
Société des zincs de la Campine en Hollande	6	1.800

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Compagnie Électrique du Secteur des Champs-Élysées	6	6.000
— des Omnibus de Paris, usine de Billancourt	12	5.000
— des Mines des Marles à Marles	20	5.500
Schneider et Cie du Creusot	22	12.500

etc., etc.	fours	ton. de ciment pr an
MM. Vicat et Cie, à Grenoble	11	10.000
MM. Pavin de Lafarge à Marseille	4	7.000
Compagnie des ciments de Niel on Rupel en Belgique	11	12.000
Compagnie des Ciments Franco-Russe de Guelindijk (Four Hoffmann)	1	36.000



Soit 1.532.000 chevaux desservis par jour par ce nouveau procédé de tirage.

LOUIS PRAT

INVENTEUR

PARIS — 51, Rue Taitbout, 51 — PARIS

SOCIÉTÉ ALSACIENNE

DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

Anciens Établissements André Koechlin et Cie de Mulhouse et Société de Grafenstaden.

Société anonyme au capital de 18.000.000 fr.

Usines à MULHOUSE — BELFORT — GRAFENSTADEN

MAISON A PARIS, 4, RUE DE VIENNE; A LYON, 3, RUE DE LA RÉPUBLIQUE

MACHINES A VAPEUR — MOTEURS HYDRAULIQUES
CHAUDIÈRES — TRANSMISSIONS
LOCOMOTIVES ET MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER

MACHINES pour FILATURE et TISSAGE de COTON, LAINE et SOIE
MACHINES pour IMPRESSIONS, TEINTURE, BLANCHIMENT et APPRÊTS
MACHINES-OUTILS pour ATELIERS de CHEMINS de FER et SPÉCIALITÉS

MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX ET A GAZ PAUVRE, Système Simplex, GAZOGÈNES

Outillage usuel : **MÈCHES HÉLICOÏDALES, ALÉSOIRS, TARAUDS, CRICS, VÉRINS, ETC.**

ÉLECTRICITÉ

GROUPES ÉLECTROGÈNES, DYNAMOS à courant continu ou polyphasé pour toutes vitesses et toutes puissances. TRANSFORMATEURS, CONVERTISSEURS, COMMUTATRICES. MOTEURS ÉLECTRIQUES et toutes leurs applications (CABESTANS, PONTS ROULANTS, TREUILS DE MINES, POMPES, etc). Installation complète d'USINES CENTRALES, CHEMINS DE FER et TRAMWAYS ÉLECTRIQUES. TRANSPORTS DE FORCE, CABLES ÉLECTRIQUES pour toutes ces applications.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

GRANDS PRIX : MACHINES A VAPEUR, MACHINES-OUTILS, MACHINES DE FILATURE, DE TISSAGE ET D'IMPRESSIONS, ÉLECTRICITÉ.

MÉDAILLE D'OR : CABLES TÉLÉPHONIQUES, MÉTALLURGIE

FROID ET GLACE

COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS

RAOUL PICTET

Plus de 1.000 Installations

CONDUITE DES APPAREILS SIMPLE ET FACILE

AUCUN DANGER D'EXPLOSION OU D'INCENDIE

Bureau technique spécial pour installations complètes de Brasseries & Malteries

APPAREILS DE BRASSAGE PERFECTIONNÉS

ETUDES DE TOUTES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Envoi Franco de Devis et Prospectus

PARIS — 28, RUE DE GRAMMONT, 28 — PARIS

J. & A. NICLAUSSE

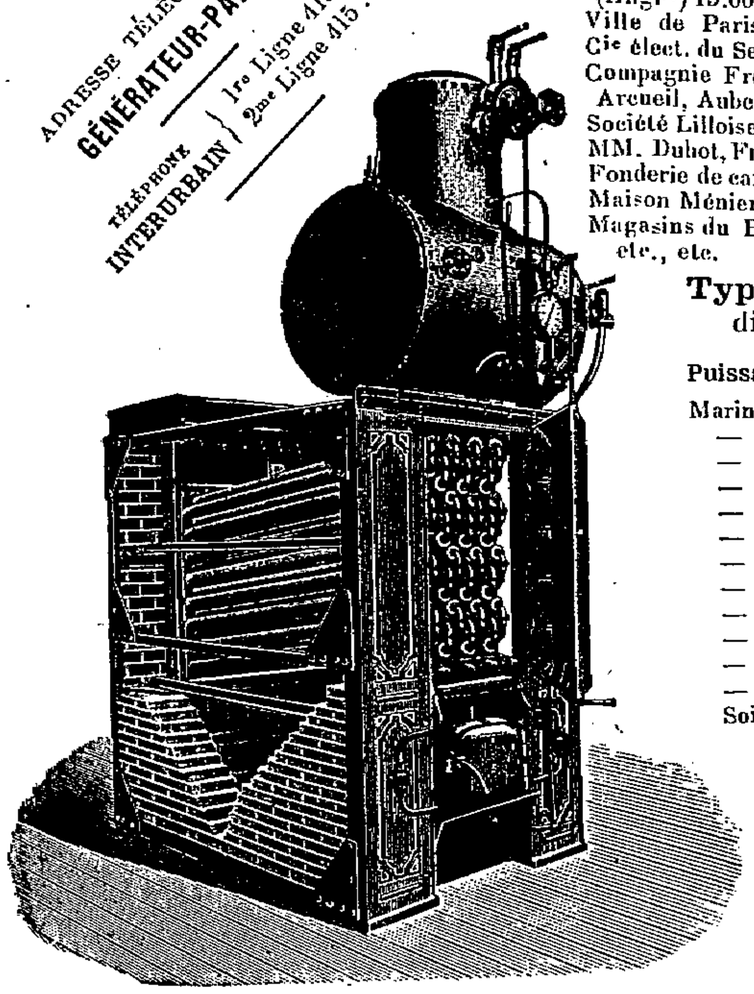
(Société des Générateurs Inexplosibles) "Brevets Niclausse"

24, Rue des Ardennes, PARIS (XIXe)

HORS CONCOURS (Membre du Jury international) **Exposition Universelle, PARIS 1900.**

ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE **GÉNÉRATEUR-PARIS**

TÉLÉPHONE INTERURBAIN 1re Ligne 415.01. 2me Ligne 415.02.



APPLICATIONS DANS TOUTES LES INDUSTRIES :

Traction. Force motrice. Eclairage électrique (plus de 40.000 chevaux). Chauffage. Utilisation des gaz perdus, etc., etc.

	CHEVAUX
Station génératrice d'Elect. Pontypridd (Anglre) 15.000 ch. qui seront portés à	75.000
Ville de Paris (Usine de Colombes).	5.000
Cie élect. du Secteur de la rive gauche.	5.000
Compagnie Fresne (Usines de Paris, Arcueil, Aubervilliers, Choisy-le-Roi	3.000
Société Lilloise d'éclairage électrique.	2.000
MM. Dubot, Frémaux et Delplanque..	2.000
Fonderie de canons de Bourges.....	1.500
Maison Ménier (Noisiel).....	1.000
Magasins du Bon Marché.....	1.000
etc., etc.	

	CHEVAUX
MM. Lebon et Cie (Stations centrales).	6.000
Cie Gle d'Elte (Stations centrales)....	4.500
Société Industrielle de Prodts chimiqs.	2.500
MM. Battle et Hernandez (Madrid)...	1.600
Cie des Chemins de fer de l'Ouest.....	1.000
Société Industrielle pour la Schappe.	900
Hôpitaux Lariboisière et Brévannes..	800
Sté des Etablissements Postel-Vinay..	700
Arsenal de Brest.....	600
Prison de la santé.....	500
etc., etc.	

	CHEVAUX
Exposition universelle de Paris 1900..	5.000
Cie du Gaz de Lyon.....	3.500
Cie d'Électricité de l'Ouest-Parisien..	2.000
Cie Pne de Tramways.....	1.700
House to house électric Co.....	1.200
Sté Anme d'Ecl. Elect. de Toulon.....	1.000
Tour Eiffel	600
Société Toulousaine d'électricité.....	600
MM. Max, Richard Segris, Bordeaux, et Cie.....	600
Poudrerie Nationale du Moulin Blanc.	500
etc., etc.	

Types à vapeur surchauffée. — Types Semi-Multitubulaires à grande réserve de chaleur pour différentes industries. — **Types Spéciaux** pour les installations dans les maisons habitées

Puissance en chevaux des applications "Marines Militaires"

Marine française....	32	bâtiments.....	246.200	chevaux
— anglaise.....	9	—	114.000	—
— américaine..	6	—	108.000	—
— italienne....	3	—	47.000	—
— russe.....	4	—	42.000	—
— japonaise...	3	—	27.000	—
— espagnole...	2	—	23.000	—
— turque.....	2	—	21.000	—
— allemande...	2	—	17.000	—
— argentine....	1	—	2.000	—
— chilienne ...	1	—	500	—
— portugaise..	3	—	200	—

Soit 12 marines de guerre, 68 bâtiments et 647.900 chevaux.

Concessionnaires étrangers :

États-Unis.....	Cramp and Co. / Water tube boiler Niclausse Co. / Stirling Co.
Angleterre.....	Willans et Robinson. / Humphrys Tennant.
Italie.....	Ansaldo de Gênes. / Hawthorn-Guppy.
Russie.....	Chantiers Nicolaïeff
Allemagne.....	Friedd-Krupp.

Il y a lieu d'ajouter à ces chiffres une puissance de 80.000 chevaux répartis sur 80 navires de commerce dont deux paquebots de 15.000 chevaux et 33.000 tonnes chacun. Marine de plaisance 5.000 chevaux. (14 yachts.)

Résumé des principaux avantages offerts par ces générateurs :

Ils sont les plus **légers** — les plus **réduits en volume** — les plus **facilement nettoyables** — les plus **rapidement** mis en **pression** — les plus **robustes** et les plus **simples** dans leurs **organes**, n'exigeant qu'une faible dépense d'entretien. Ils sont les seuls ayant les **tubes seulement posés**, tenus sans vissage, ni dudgeonnage et **équilibrés** par la **pression**. — Ils donnent le **maximum d'économie** de **combustible** sans adjonction d'appareil quelconque. — Ils fournissent une plus grande surface de **grille** dans un **emplacement déterminé**. — **Rapidité de mise en pression**, etc., etc.

7 MÉDAILLES, OR, ARGENT, BRONZE, PARIS 1889-1900, LE HAVRE 1897, ROUEN 1899

MARQUE DÉPOSÉE JH

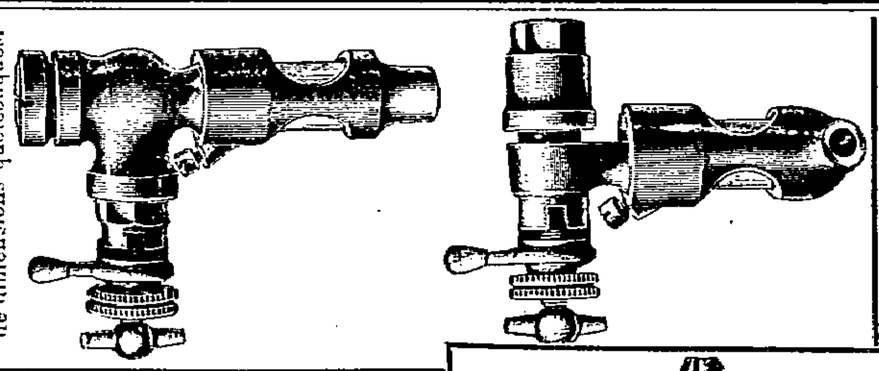
R. HENRY

FABRIQUE D'APPAREILS DE GRAISSAGE

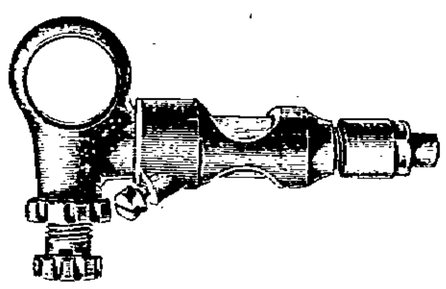
Seul constructeur concessionnaire des marques et brevets J. HOCHGESAND

PARIS. — 117, boulevard de la Villette, 117. — PARIS

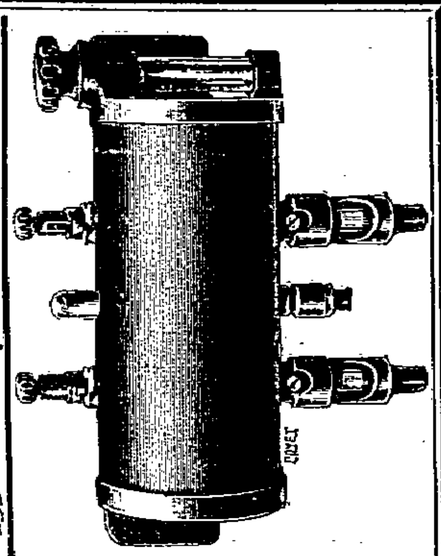
TÉLÉPHONE : 418-50 — *Adresse-Télégraphique* : OLÉOPOLYM-PARIS



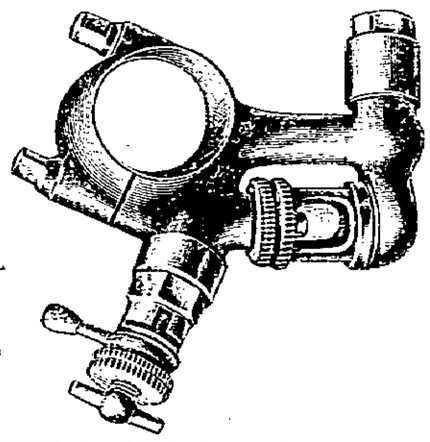
Compte-gouttes s'adaptant à des récipients de formes et de dimensions quelconques.



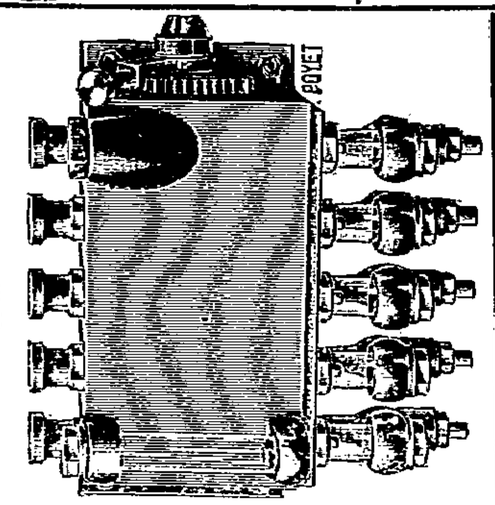
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales de 25 mm.



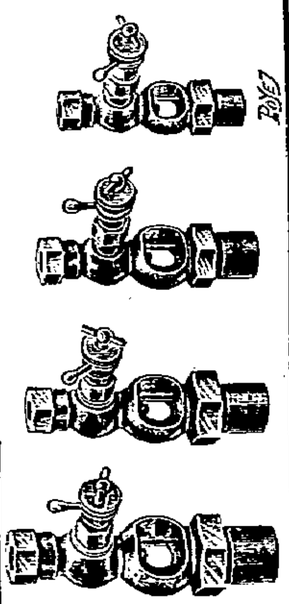
Graisseur cylindrique à 2, 3 et plusieurs débits pour voitures et voiturettes automobiles.



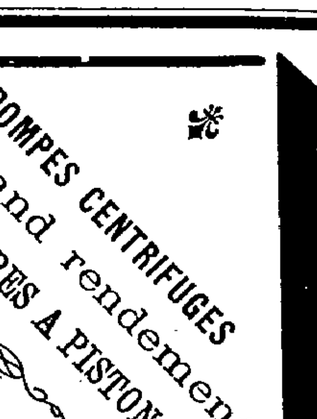
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales.



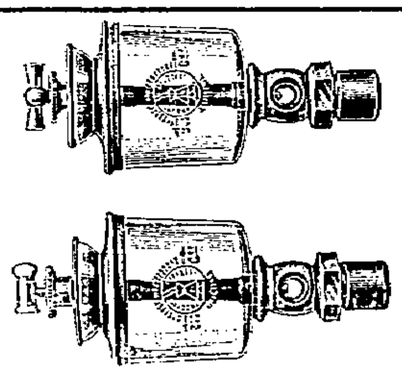
Oléopolymètre avec réglage collectif et individuel.



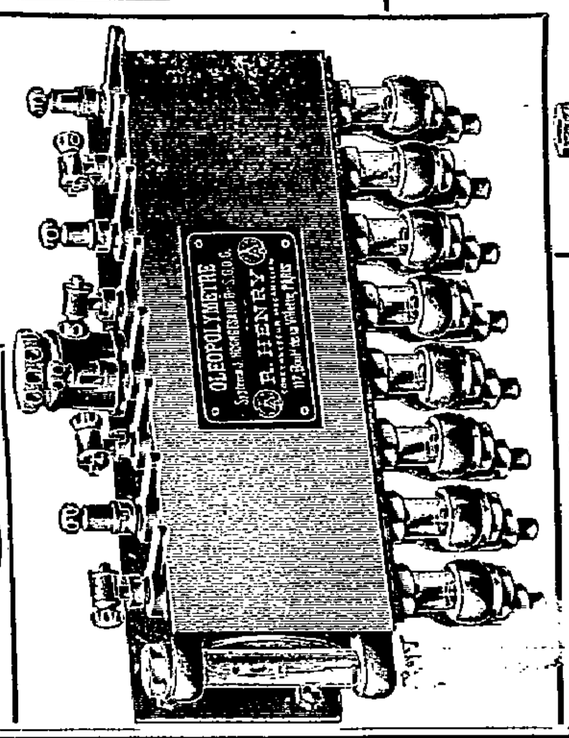
Compte-gouttes alimenté par un réservoir central s'appliquant sur paliers.



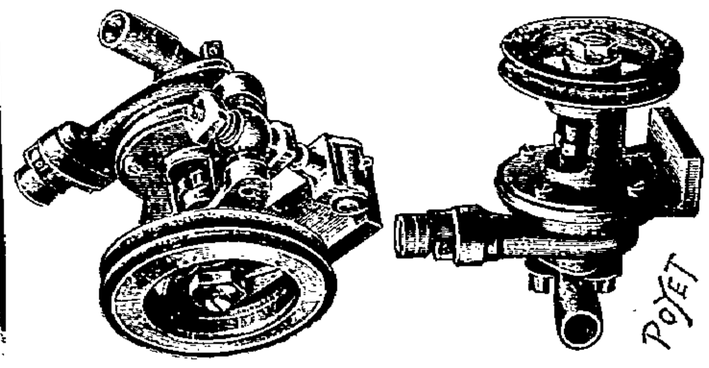
Pompes à engrenages de circulation d'eau pour voitures automobiles et circulation d'huile pour graissage central.



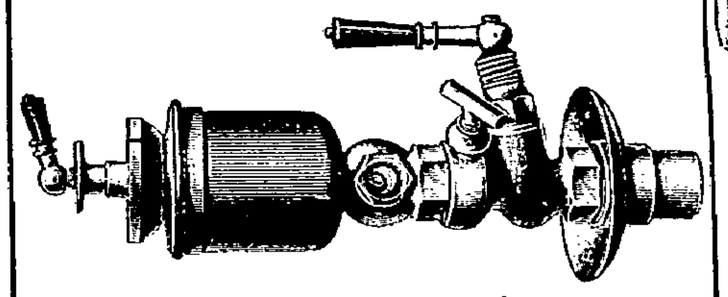
Graisseurs pour paliers et têtes de bielles.



Oléopolymètre. — Appareil de graissage à plusieurs débits pour machines et voitures automobiles.



Pompes centrifuges de circulation d'eau avec ou sans tendeur pour voitures automobiles.



Graisseurs à débit visible et réglable pour tiroirs et cylindres de toutes machines.

MAISON FARCOT FONDÉE EN 1823

GÉNÉRATEURS DE TOUS SYSTÈMES

POMPES CENTRIFUGES à grand rendement
POMPES A PISTON

Ets JOSEPH FARCOT

FARCOT FRÈRES & Cie

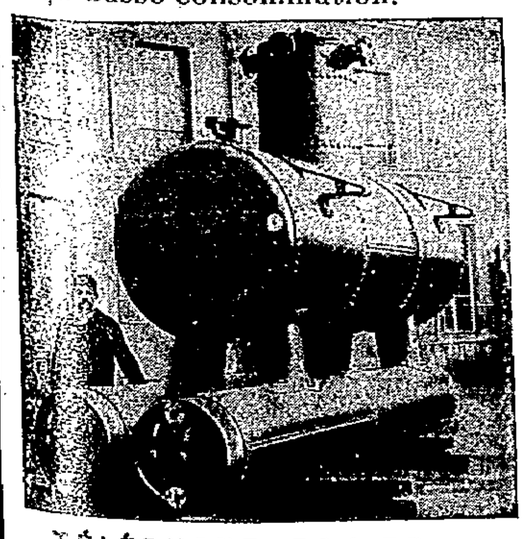
SAINT-OUEN-SUR-SEINE

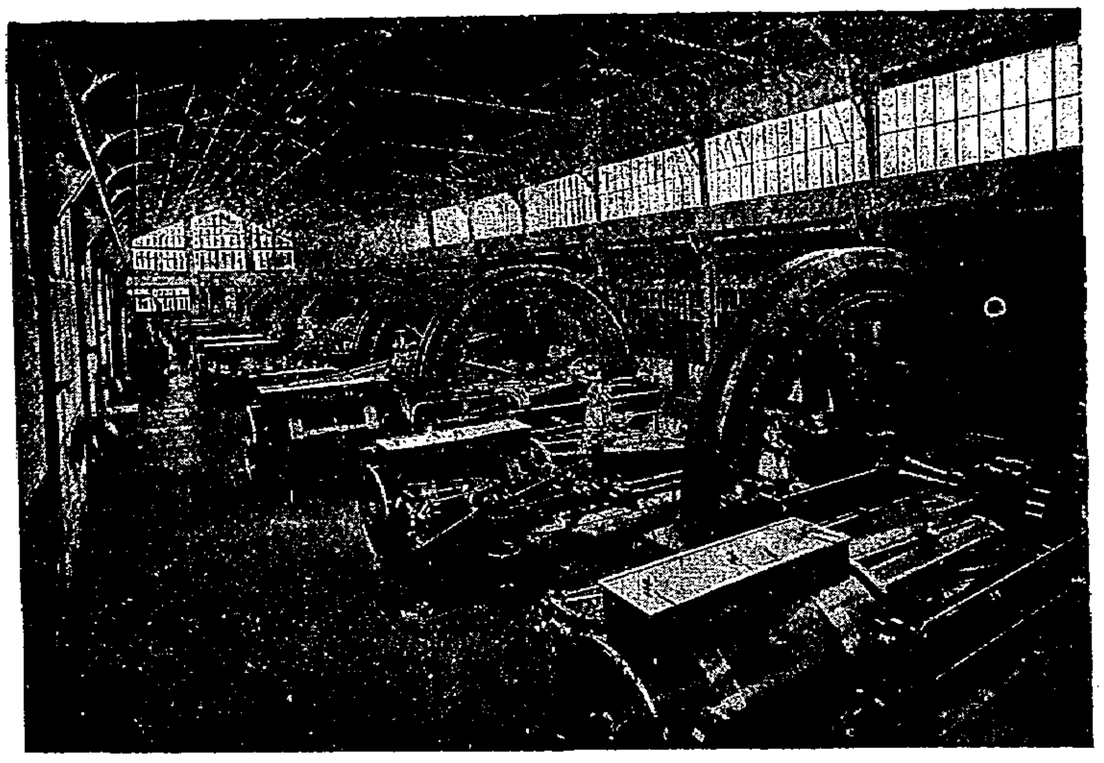
Exposition Universelle. PARIS
1900
QUATRE GRANDS PRIX

1855-1867-1878
GRANDS PRIX

1889
HORS CONCOURS

MACHINES A VAPEUR
à grande vitesse
et à basse consommation.

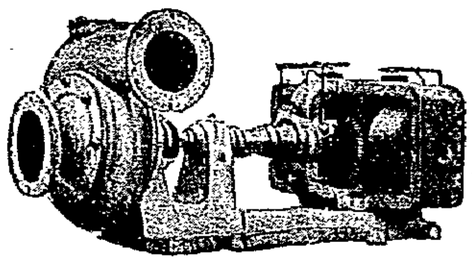




ÉCLAIRAGE
TRANSPORT DE FORCE

GENERATRICES & MOTEURS
courant continu et alternatif

TRANSFORMATEURS
Appareils de manutention



TÉLÉPHONE 504-55

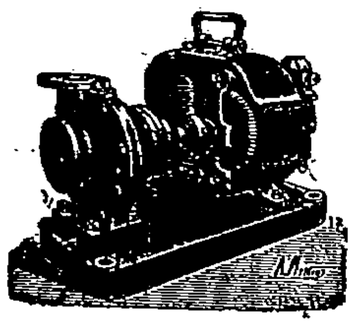
INSTALLATIONS DE STATIONS CENTRALES ÉLECTRIQUES

Adresse Télégraphique :
FARCOT, Saint-Ouen-sur-Seine

POMPES CENTRIFUGES

L. DUMONT, Constructeur

PARIS, 55, rue Sedaine.



ÉLÉVATIONS D'EAU D'USINES
POMPES D'ÉPUISEMENT
POMPES SPÉCIALES POUR BRASSERIES ET PAPETERIES

Spécialité de Pompes actionnées directement par Moteurs électriques

Élévations jusqu'à 100 mètres

CATALOGUE FRANCO SUR DEMANDE

SOCIÉTÉ DE LAVAL

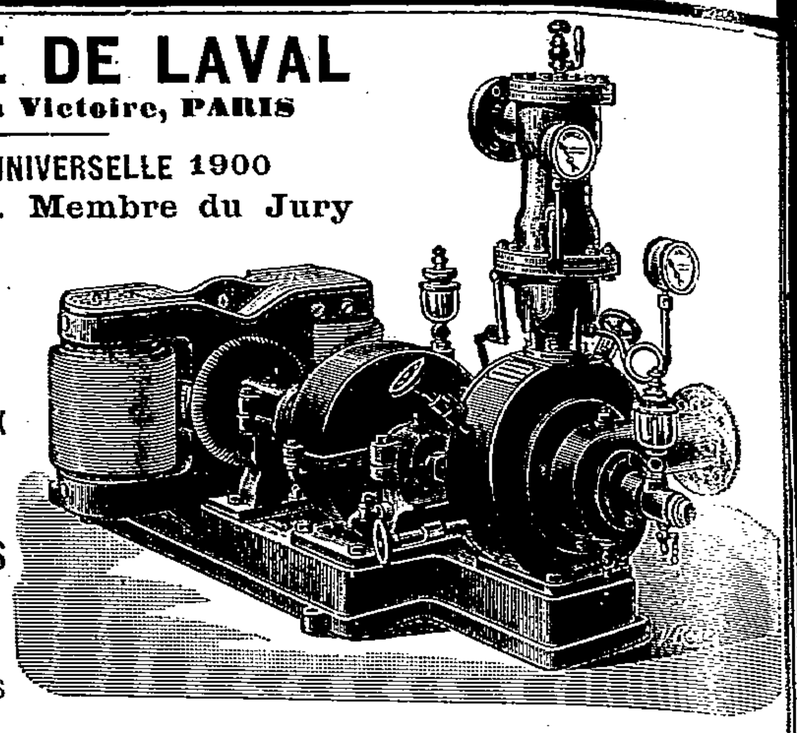
48, rue de la Victoire, PARIS

EXPOSITION UNIVERSELLE 1900
Hors Concours. Membre du Jury

TURBINES
à Vapeur
DE
5 A 1.000 CHEVAUX
et au-dessus

3.000 MACHINES
en service

Installations électriques



AUTOGRAPHIE ET IMPRIMERIE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAVAUX PUBLICS
Maison fondée en 1859. — Ancienne Maison BROISE et L. COURTIER

L. COURTIER, INGÉNIEUR, Directeur de l'Album des Chemins de fer et des Travaux publics

Spécialité de dessins et levés de machines, *de Plans topographiques, Parcellaires, Cartes, Profils, Materiel de Chemins de fer, Architecture, Travaux d'Art, Cahiers des charges, Séries de Prix, Rapports, etc.*
Travaux en noir et en couleur. — Réductions et agrandissements photographiques. — Phototypie. — REPRODUCTIONS PAR LA LUMIÈRE DE DESSINS D'APRÈS CALQUES A L'ENCRE DE CHINE
CLICHÉS SUR ZINC ET SUR CUIVRE

DESSINATEUR-AUTOGRAPHE des Compagnies de chemins de fer, de la Ville de Paris, des Ministères des Travaux publics, de la Guerre, de la Marine et des Colonies, de l'Instruction publique et des Beaux-Arts, de l'Agriculture, du Commerce et de l'Industrie, des services des Ponts et Chaussées, de l'Assistance publique, des Écoles Polytechnique Centrale et Monge, etc., de Sociétés et de Journaux scientifiques, Chambres de commerce, etc.

IMPRIMERIE LITHOGRAPHIQUE ET TYPOGRAPHIQUE, 34, 41 et 45, rue de Dunkerque, PARIS.

BREVETS D'INVENTION C. MERVILLE

En France et à l'Étranger. - Marque de fabrique : 29, avenue de la République, PARIS

ÉTUDES. — PLANS

Vve Ch. DUNOD. Éditeur

Vient de paraître
LES
MACHINES-OUTILS
à l'Exposition de 1900
PAR
G. RICHARD
Ingénieur civil des Mines.

Un volume in-4°, avec 780 figures : 15 francs

PAUL KESTNER LILLE

22, Boulevard Vauban

Successeur de T. E. Wilson-Clyma

CONCENTRATION ÉCONOMIQUE DES LIQUIDES

SEXTUPLE EFFET YARYAN

CONCENTRATEUR A PÉCHAGE DE SEL

PRODUCTION ÉCONOMIQUE D'EAU DISTILLÉE

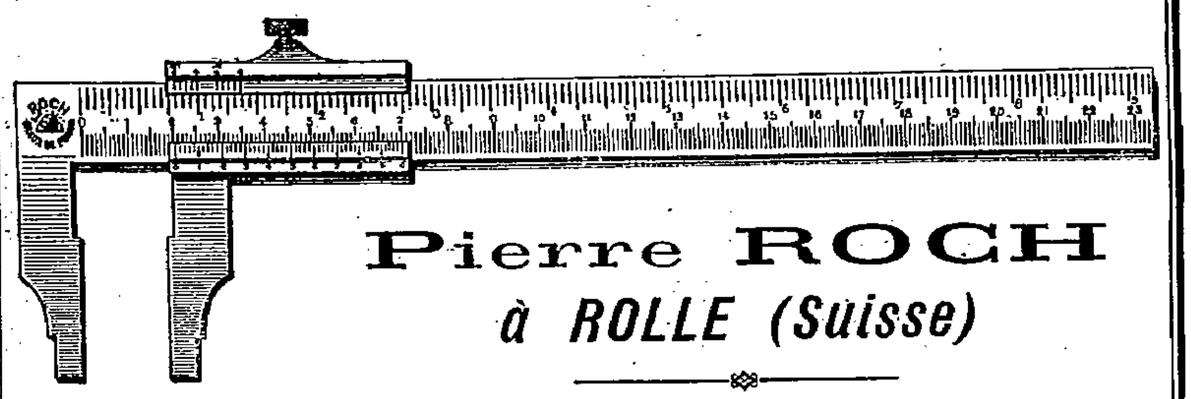
Eau potable pour les colonies, villes privées d'eau de source, etc.

PLUSIEURS INSTALLATIONS DE 60 TONNES D'EAU POTABLE PAR JOUR

RÉALISÉES AUX COLONIES AVEC DÉPENSE DE 1 KG. DE CHARBON POUR 40 KG. D'EAU

Demander prospectus et Catalogues { Élévation de tous liquides par l'air comprimé. Tirages artificiels forcés et induits pour chaudières à vapeur. Réfrigérants à pluie pour eau de condensation.

FABRIQUE DE CALIBRES A COULISSE DE PRÉCISION



Pierre ROCH
à ROLLE (Suisse)

CALIBRES A COULISSE TOUT EN ACIER FORGÉ, BECS TREMPÉS ET RECTIFIÉS

Lecture de 1/50 et de 1/100 de millimètre

Envoi du catalogue gratis et franco sur demande

Georges **ALEXIS-GODILLOT**

PARIS — 2, Rue Blanche

UTILISATION DES MAUVAIS COMBUSTIBLES

Combustion méthodique, chauffage des générateurs avec combustibles ligneux ou minéraux, ténus, pauvres, humides, matières, encombrantes, résidus, fabrication.

Rendement supérieur. — Économie. — Sécurité. — Fumivorité.

APPLICATION : Tannée humide. — Copeaux de fabriques d'extraits. — Grignons d'olives. — Sciure de bois humide. — Copeaux de menuiserie. — Déchets de teillage. — Balle de riz. — Résidus de fabrication de sucre de canne, bagasse, cossette. — Houille, Coke, Anthracite, Lignite, Tourbe à l'état de poussière.

Médaille d'or : Anvers 1885. — Paris 1900.
Membre du Jury : Exposition Universelle, Paris 1889.

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

94, Rue d'Hauteville, PARIS, Xe

SEUL REPRÉSENTANT POUR LA FRANCE

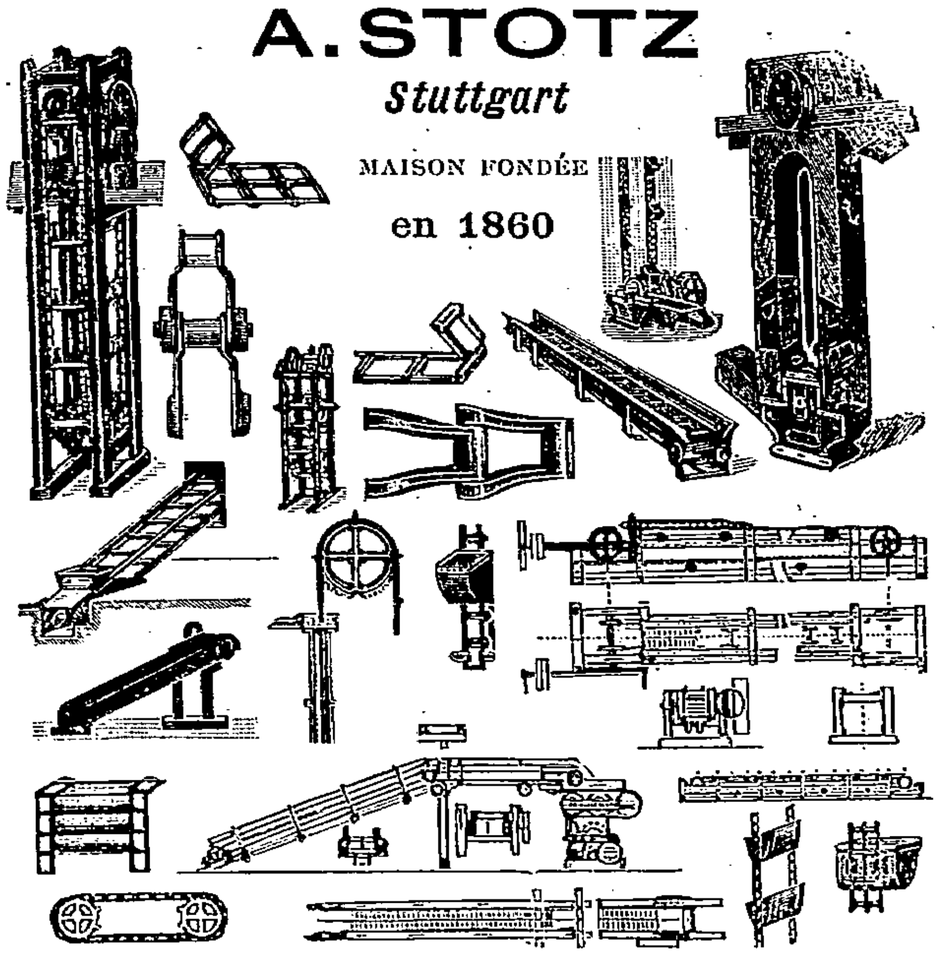
DE

A. STOTZ

Stuttgart

MAISON FONDÉE

en 1860



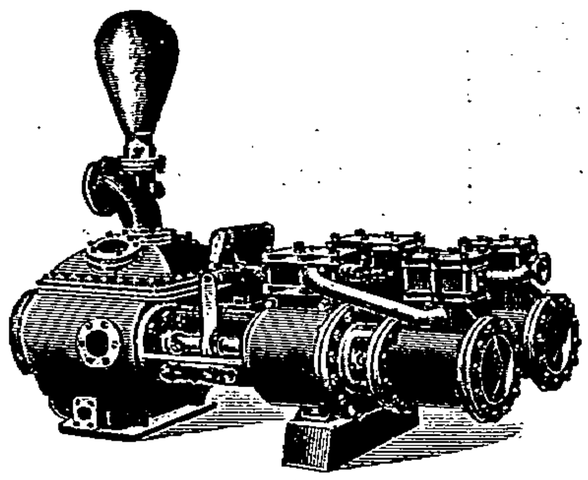
Installation de Transporteurs pour toutes industries. Élévateurs à godet, Transporteurs, vis d'Archimède, etc.

CHAINES DE TRANSMISSIONS AVEC ROUES

Catalogue et devis sur demande.

OTTO SCHWADE & Cie

36, Boulevard Richard-Lenoir, 36, PARIS



POMPES

à Vapeur, à Courroie et Électriques

POUR TOUS USAGES

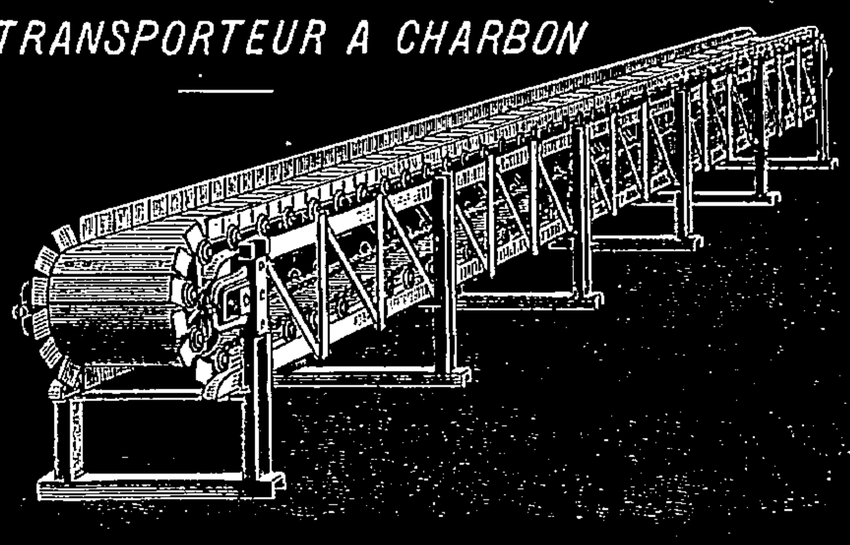
POMPES

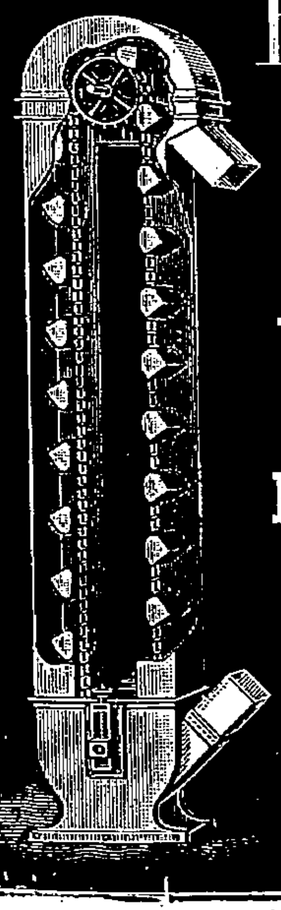
a grande vitesse

POMPES CENTRIFUGES

à haute pression.

TRANSPORTEUR A CHARBON





BURTON FILS

CONSTRUCTEUR

68, rue des Marais, Paris.

TÉLÉPHONE 263-44

TRANSPORTEURS

ET

ÉLÉVATEURS

MÉCANIQUES

NOMBREUSES INSTALLATIONS

Plans et Devis sur demande

VIENT DE PARAITRE

à la Librairie Vve Ch. DUNOD, Éditeur

49, Quai des Grands-Augustins, PARIS (VIe)

40.000 Noms et Adresses	18e ANNÉE — ÉDITION de 1903 — Mise à jour au 1er Octobre	1.141 Pages de Texte

ANNUAIRE MARCHAL

DES

CHEMINS DE FER

ET DES

TRAMWAYS

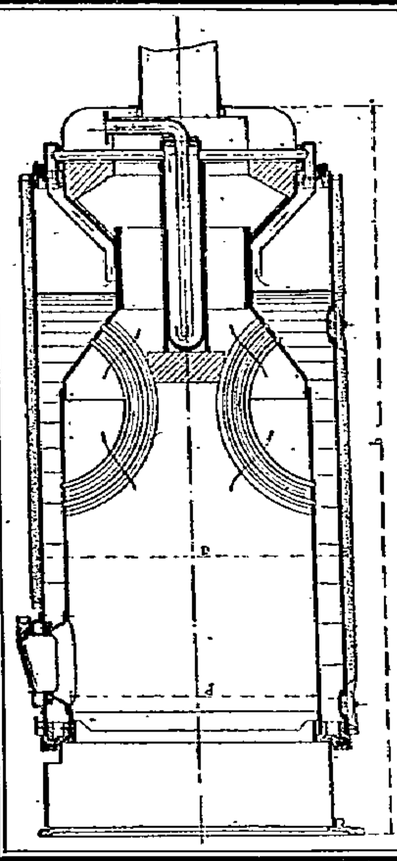
RÉDIGÉ D'APRÈS LES

Documents Officiels

Liste nominative
précisant l'emploi et la résidence de tous les Fonctionnaires
(Administrateurs, Ingénieurs, Chefs de service,
Inspecteurs, Chefs de Bureau, Chefs de section, Chefs de gare,
Employés principaux, etc.) des Chemins de fer
et des Tramways.
Renseignements techniques usuels, Législation, Tarifs
et distances

Un beau et fort volume grand in-8o de 1.141 pages de texte

Relié Toile pleine, Prix : **7 fr.** ; Franco : **7 fr. 85**



SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS ALTMANN (A. & M.)

18, rue de la Gare, LYON-VAISE — Téléph. 18.07

GÉNÉRATEUR A TUBES A LAMES

Avec ou sans retour de flammes

Breveté S. G. D. G.

Économie de charbon, 10 à 20 °/₀ sur les chaudières les plus perfectionnées.
Encombrement réduit. Absence d'incrustations.

Production intense, sans agitation.

Vapeur sèche ou surchauffée. Agencement mécanique.
Pas de maçonnerie; démontage facile et rapide.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE

d'alimentation et de niveau,
sans mécanisme ni frottement; extrême simplicité, *fonctionnement rigoureux.*

MOTEUR ÉCONOMIQUE SILENCIEUX A GRANDE VITESSE

à vapeur saturée ou surchauffée (Breveté S. G. D. G.)

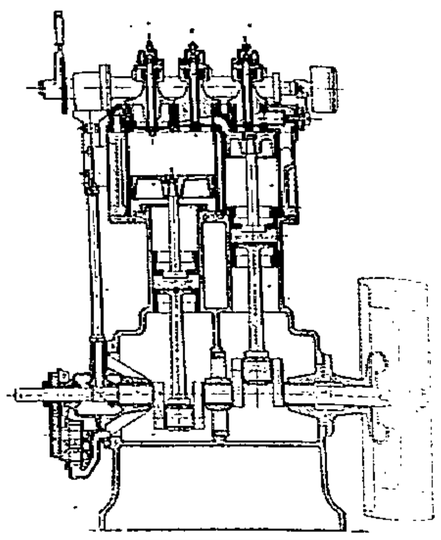
Grand rendement économique et mécanique

Aucune garniture; extrême propreté.

Distribution sans frottement
très simple, bien indépendante.

Détente variable
par régulateur sensible et puissant.
Écart de vitesse réduit au $^1/_{100}$.
Chemise de vapeur.

Graissage automatique sous pression de tous les frottements.



LA VIE AUTOMOBILE

AUTOMOBILISME, CYCLISME, TRAMWAYS, AÉROSTATION, YACHTING

Paraissant tous les samedis

Rédacteur en chef : **BAUDRY DE SAUNIER**

Abonnement annuel ; France ; **20** fr. ; Étranger ; **25** fr .

Une livraison spécimen est adressée sur demande contre **0** *fr.* **15** (*frais d'envoi*)

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Huiles et graisses industrielles — Piles et accessoires pour l'allumage électrique de moteur — Courroies en cuir et tissées — Produits d'amiante et de caoutchouc

P. RÉGNIER, *Rue Étienne-Dolet, 11,* PARIS

PRODUITS CALORIFUGES

pour haute et basse pression et contre le froid, en coquilles de liège et mastic plastiques, briques et carreaux de lièges agglomérés.

Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris.

LA MÉCANIQUE

A L'EXPOSITION DE 1900

Tome I.

I. — Installations mécaniques à l'Exposition.
II. — Chaudières à vapeur.
III. — Machines à vapeur.
IV. — Moteurs à gaz et à pétrole.
V. — Moteurs hydrauliques.

Tome II.

VI. — Pompes.
VII. — Régulateurs. Machines marines.
VIII. — Appareils de levage et de manutention.
IX. — Appareils de sécurité.
X. — Machines-outils.
XI. — Mécanique de la forge.

Tome III.

XII. — Exposition rétrospective.
XIII. — Machines frigorifiques.
XIV. — Matériel agricole.
XV. — Artillerie.
XVI. — Automobiles et cycles.
XVII. — Applications mécaniques de l'électricité.

3 beaux volumes formant ensemble 1.954 pages (32 × 22) avec 3.025 figures et 7 planches.

60 FRANCS

Le prix de la collection est payable à raison de 10 francs tous les mois sur des quittances présentées par la poste, ou au comptant à 54 francs net.

MOTEURS A GAZ ET MACHINES A VAPEUR WESTINGHOUSE

Simples et Compound de 1/2 à 6.000 chevaux

TYPES SPÉCIAUX POUR MANUFACTURES ET ÉCLAIRAGE ÉLECTRIQUE

Construction et Fonctionnement irréprochables

CONSOMMATION ET DURÉE GARANTIES

PAR LA PLAQUE D'ORIGINE DES ATELIERS WESTINGHOUSE SEULS CONSTRUCTEURS POUR LE MONDE ENTIER

Graissage parfait et économique

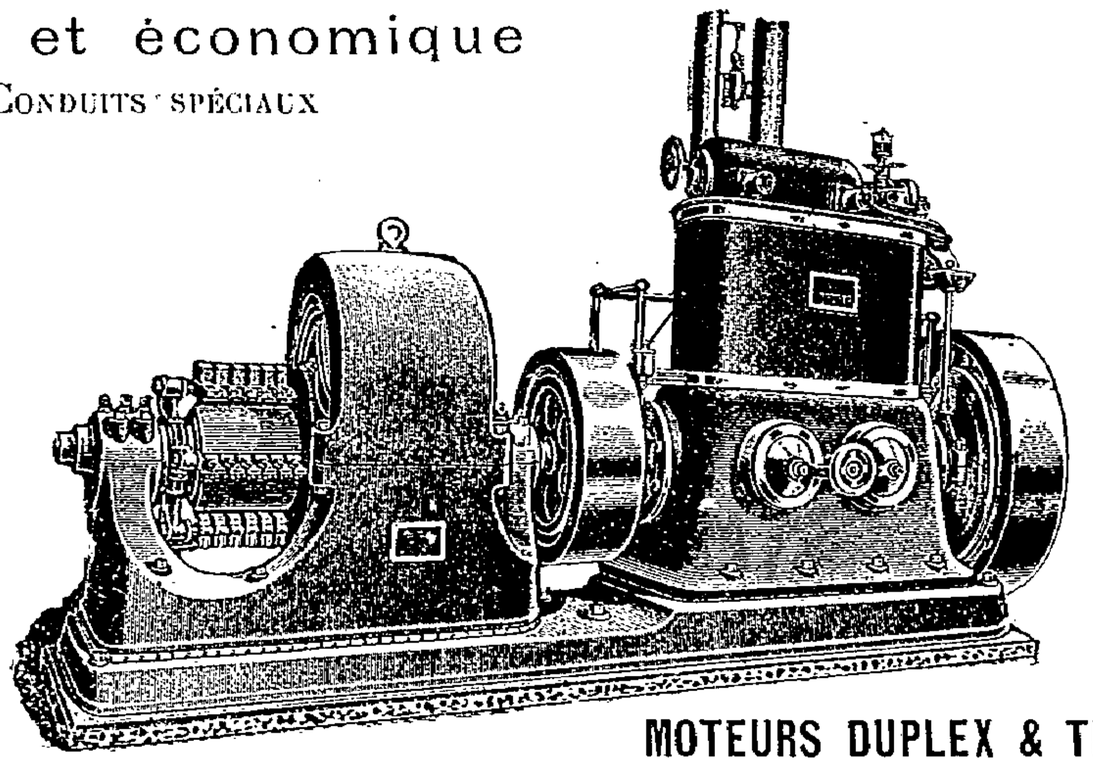
SANS APPAREIL, NI CONDUITS SPÉCIAUX

6 MÉDAILLES D'OR

DIPLOME D'HONNEUR

TÉLÉPHONE

124-28



Plus de 800.000 chevaux

en

SERVICE

ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE

ROGWEST-PARIS

MOTEURS DUPLEX & TRIPLEX A GAZ & A ESSENCE

POMPES A VAPEUR WESTINGHOUSE POUR L'AIR, LE VIDE ET L'EAU

Pompes Spéciales pour tous liquides et tous débits. Toutes applications du vide et de l'air comprimé

Ateliers : Établissements de Freinville Sevran-Livry (Seine-et-Oise)

R. ROGERS & Cie, ingénieurs, agents exclusifs, 1, rue Saint-Georges, ***PARIS***

HERM. **HARTUNG**, constructeur, à **DUSSELDORF**

DE TEMPLE & WALCH, SUCCRS

Société à responsabilité limitée.

Représentant pour la France : **F. SCHMIDT**

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

17, Boulevard Haussmann, PARIS (IXe)

SECTION I

SPÉCIALITÉ DE RÉGULATEURS

pour Machines à vapeur, Turbines à vapeur et hydrauliques. Moteurs à gaz, à pétrole et à alcool, etc.

RÉGULATEURS A RESSORT

avec articulations équilibrées à énergie progressive ou constante, maximum de sensibilité, minimum de frottement, régularité et uniformité les plus considérables atteintes jusqu'à ce jour.

RÉGULATEURS A RESSORT PSEUDOASTATIQUES

employés comme régulateurs à grande vitesse avec variation du nombre de tours de 200 % et plus.

RÉGULATEURS A BOULES

ET

VALVES RÉGULATRICES DE VAPEUR

15.000 appareils vendus jusqu'à présent.

APPAREILS DE SURETÉ

pour machines d'extraction « brevet SCHLUTER »

SECTION II

SPÉCIALITÉ D'OUTILS A AIR COMPRIMÉ

Marteaux pneumatiques, Machines à percer, Appareils de levage, Riveuses, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

GEO. CRADOCK and Co

A WAKEFIELD (Angleterre)

FABRIQUE D'ACIERS AU CREUSET POUR TOUS USAGES

TRÉFILERIE

Câbles métalliques

En fils d'acier à grande résistance pour Mines.

Et toutes Applications industrielles :

EXTRACTION, PLANS INCLINÉS, TRAMWAYS

TRANSPORTS AÉRIENS

TRANSMISSIONS TÉLEDYNAMIQUES

LABOURAGE A VAPEUR, etc., etc.

CABLES DE FONÇAGE

de construction spéciale

SUPPRIMANT LA GIRATION

CABLES

construits suivant le système LANG, breveté : usure mieux répartie, flexibilité plus grande, durée considérable.

AGENTS GÉNÉRAUX

Et concessionnaires exclusifs pour la France et la Belgique

PELON & ROGER

INGÉNIEURS E. C. P.

PARIS, 76, Avenue de la République, 76, PARIS

BREVETS — CABINET de BREVETS d'INVENTION — MARQUES

Fondé en 1819

Mes SAUTTER & DE MESTRAL

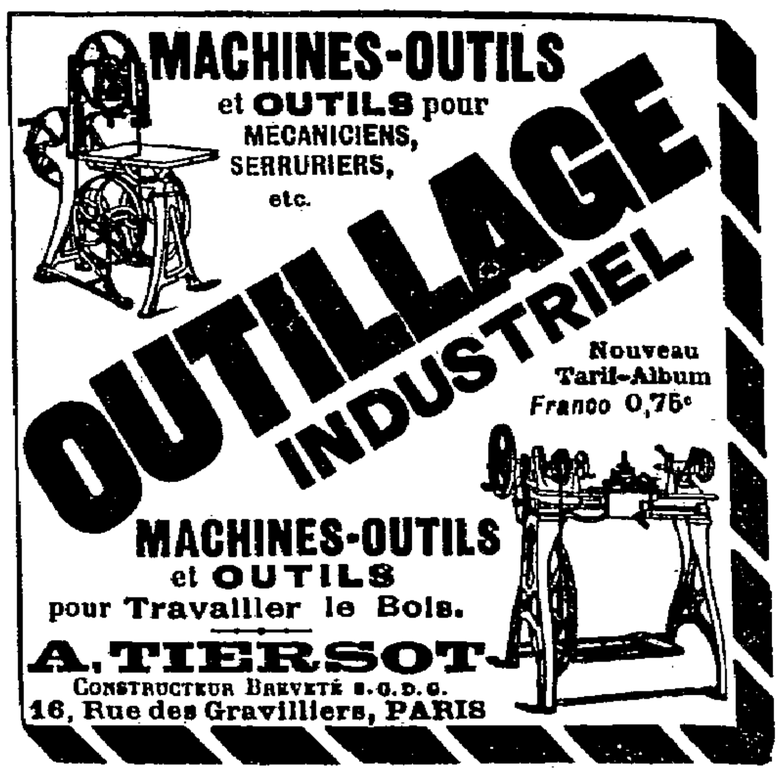
G. & P. DE MESTRAL SUCCESSEURS

INGENIEURS-CONSEILS

21 - RUE DE LA ROCHEFOUCAULD - 21

PARIS

DESSINS — MODELES



AGENDAS DUNOD

POUR 1904 (26e ÉDITION)

Sept petits volumes à **2** fr. **50** chacun.

Construction — Électricité
Mines et Métallurgie — Chimie
Mécanique — Chemins de Fer
Usines et Manufactures

VENTILATEUR E. FARCOT FILS

A Haute, Moyenne ou Basse Pression

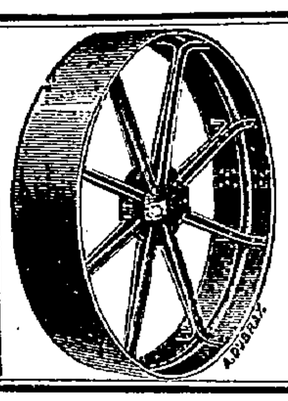
POUR

Forges, Fonderies, Aciéries, Aspirations des fumées, gaz chauds etc. Tirage soufflé ou aspiré des générateurs. Fours à réchauffer ou à puddler. Ventilation des Filatures Tissages Ateliers Édifices Aspiration des buées, vapeurs, Séchage de colle, papiers, cartons, cuirs et de toutes matières.

Ventilateurs électriques. — Ventilateurs à vapeur. — Déplaceurs d'air. — Ventilateurs à bras. — Ventilateurs de mines. — Élévateurs-transporteurs pneumatiques de train et matières légères. — Installations de brasseries et malteries.

Correspondance : 189, Rue Lafayette, PARIS
Bureaux et Ateliers : 163, avenue de Paris, Plaine St-Denis

ENVOI FRANCO DU CATALOGUE



Ancienne Maison Ant. BRANCHER

POULIES EN FER

Pour courroies et câbles

EMBRAYAGE ÉLASTIQUE BREVETÉ

Organes de transmission *mécanique*

A. TAVEAU — INGÉNIEUR E.C.P. CONSTRUCTEUR

7, Passage Piver, PARIS. TÉLÉPHONE 935.52

REVUE GÉNÉRALE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAMWAYS

MÉMOIRES ET DOCUMENTS CONCERNANT *l'Etablissement, la Construction et l'Exploitation technique et commerciale des voies ferrées.*

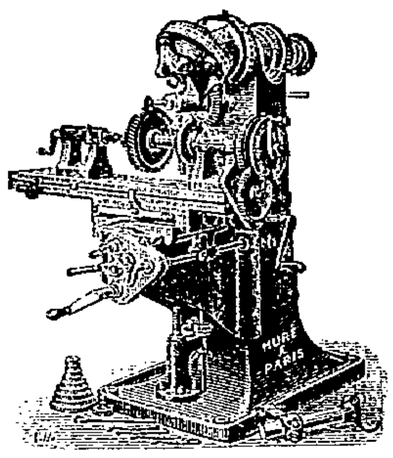
Abonnement : France : **25** fr. ; Étranger : **28** fr.

Un numéro spécimen est envoyé contre 0 f. 50 (frais d'envoi) sur demande adressée à la librairie Vve CH. DUNOD, Éditeur, 49, quai des Grands-Augustins, Paris.

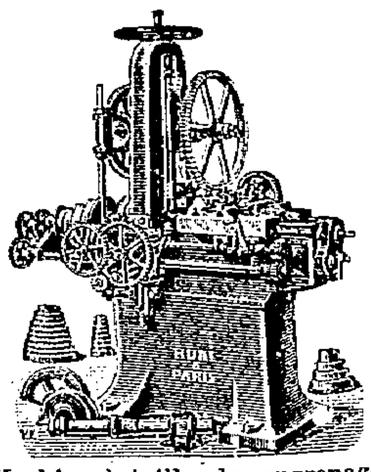
MACHINES-OUTILS Perfectionnées — **P. HURÉ** — OUTILLAGE pour Métaux

218, rue Lafayette, 218

PARIS



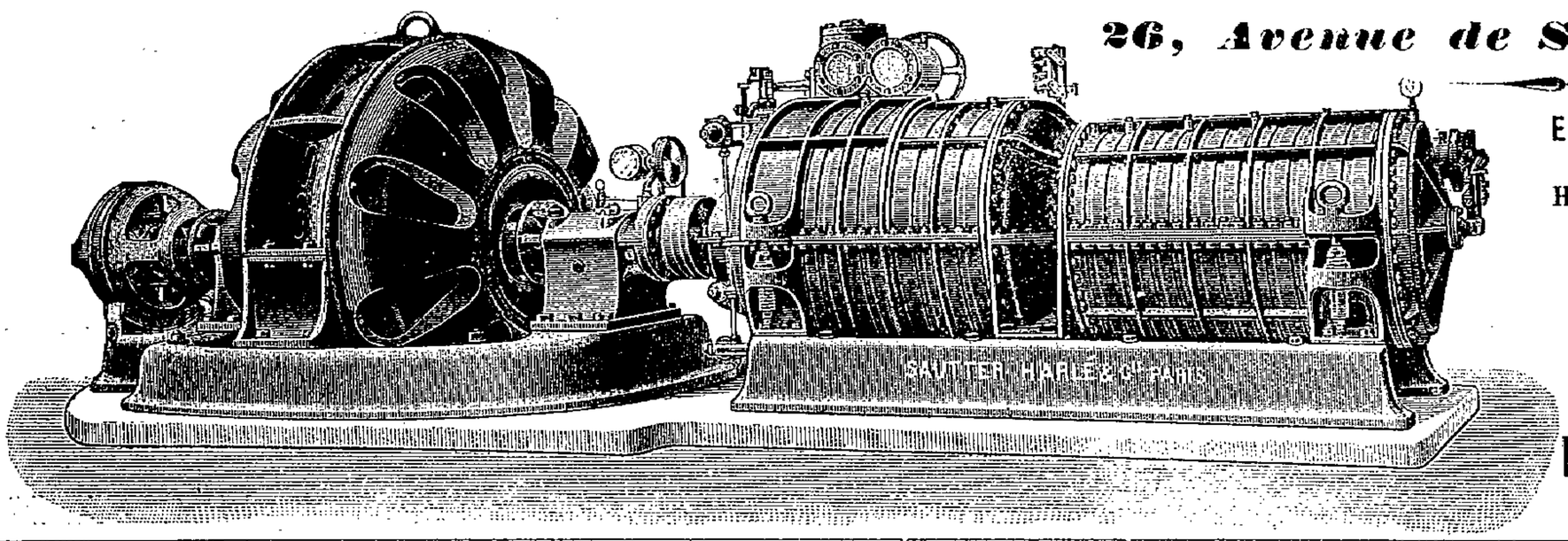
Fraiseuse universelle à arbre unique



Machine à tailler les engrenages automatiquement

SAUTTER HARLÉ et Cie

26, Avenue de Suffren, PARIS



EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900
3 Grands Prix, 4 Méd. : OR
Hors Concours. - Jury. - Classe 117

TURBINES à vapeur

Système RATEAU

POMPES RATEAU pour mines.

PARIS. — 84, rue Oberkampf. — PARIS

Chaînes Galle & Vaucanson

POUR

TOUS USAGES

Ancienne Maison GALLE

E. BENOIT

Successeur

DES MAISONS

GOUVERNET & VAUTIER-GUYOT

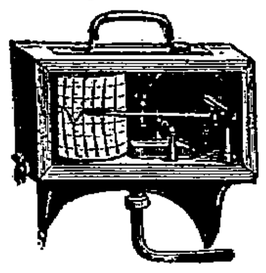
CHAINES SPÉCIALES pour AUTOMOBILES

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900. — 5 GRANDS PRIX, 5 MEDAILLES D'OR

APPAREILS de MESURE et de CONTROLE

SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELS

Adoptés par la Marine, les Ponts et Chaussées, les Chemins de fer, l'Assistance publique, le Bureau central météorologique de France, etc. — Enregistreurs appliqués à toutes les branches de l'Industrie, Chimie, Médecine, Électricité. — Chauffage, Mécanique, Météorologie, etc. — Baromètres, Thermomètres, Hygromètres, Indicateurs de niveau, Indicateurs à distance, Manomètres, Marégraphes, Anémomètres, Scrutateurs, Ampèremètres, Voltmètres, Chronographes, Contrôleurs de ronde.



Manomètre Enregistreur

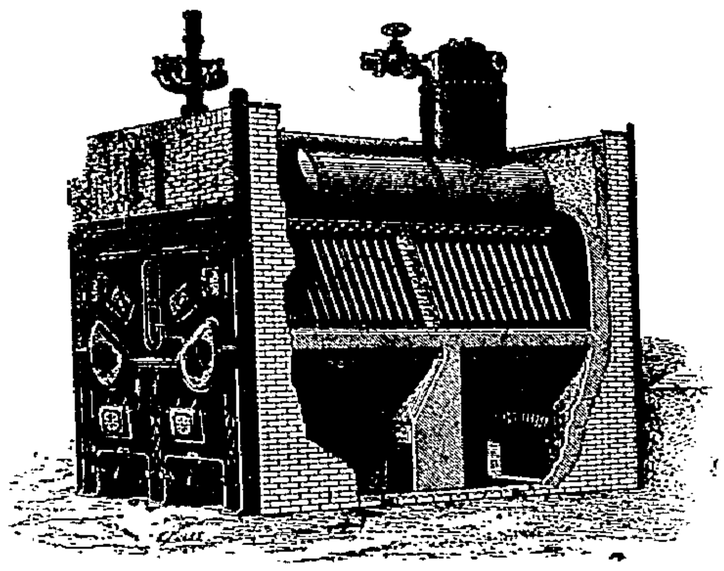
Maison RICHARD Frères. — J. RICHARD Sr

25, Rue Mélingue, PARIS (Belleville)

Société Anonyme des Chaudières et Appareils Économiques

CAPITAL 1.000.000 FRANCS

SIÈGE SOCIAL : 34, Rue de Provence, Paris. — Téléphone 210.65.



CHAUDIÈRES SEMI-MULTITUBULAIRES applicables à toutes les industries.

BREVETÉES EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

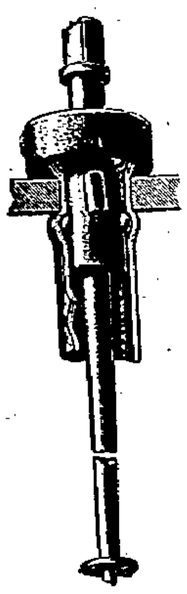
Grand volume d'eau. Maximum de vaporisation. Économie de combustible.
Sécurité absolue, Facilité de conduite, d'entretien et de nettoyage.

ÉCONOMISEUR — RÉCHAUFFEUR D'EAU D'ALIMENTATION

MANDRIN PERFECTIONNÉ

pour le dudgeonnage des tubes de chaudières.

Prospectus et Renseignements sur demande.



L. PÂRIS & Cie

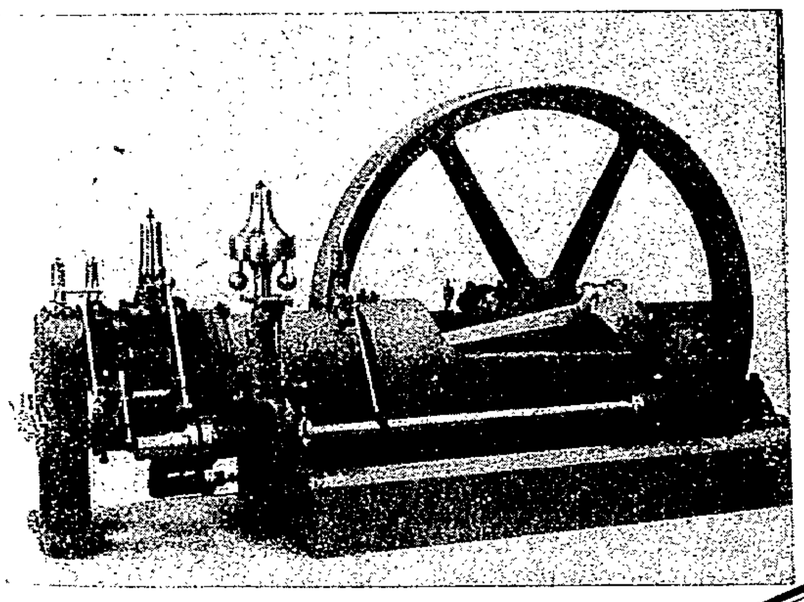
INGÉNIEURS-MÉCANICIENS

19, rue Montéra. -- PARIS

PALANS PARIS A VIS TANGENTE EN DESSOUS
CRICS — TREUILS — MONTE-CHARGES
PONTS-ROULANTS — GRUES — VÉRINS

LOCATION D'APPAREILS PUISSANTS. — FABRIQUE DE CHAINES

Palans de tous systèmes



de 1 à 1.000 chevaux

AGENCE GÉNÉRALE :

60, Rue de Provence, 60

PARIS

SOCIÉTÉ ANONYME DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE D'ANZIN

MOTEURS WINTERTHUR

GAZ DE VILLE

GAZ PAUVRE

GAZ DE HAUTS-FOURNEAUX

ESSENCE — PÉTROLE — ALCOOL

Les mieux construits. — Les plus perfectionnés.

Bureaux : 94, Rue d'Hauteville — PARIS (Xe)

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

MACHINES-OUTILS

Courantes et Spéciales

EN TOUS GENRES

Envoi des Catalogues Spéciaux

FRANCO SUR DEMANDE

EXPOSITION UNIVERSELLE : PARIS 1900, HORS CONCOURS, MEMBRE DU JURY

Société Anonyme Française STERN-SONNEBORN

Au capital de 650.000 fr.

Anciens établissements STERN Frères et Cie

A PANTIN PRÈS PARIS.

"HUILE STERNOLINE"

pour cylindres à vapeur, tiroirs, organes de machines, transmissions, etc

HUILE SOLUBLE DANS L'EAU

pour tarauder, percer, forer et pour cylindres à air

GRAISSES SPÉCIALES POUR CABLES

métalliques, en chanvre, manille ou coton

GRAISSE ADHÉRENTE

en pains, pour courroies - en cuir, coton, poils de chameau, etc.

Graisse consistante

MARQUE STG DÉPOSÉE

ENDUIT ÉLASTIQUE

pour engrenages

GRAISSE UNIVERSELLE

"Glandoline"

pour chaudières tubulaires, robinets, écrous, boulons, etc.

RÉFRIGÉRANT DES COUSSINETS ÉCHAUFFÉS

PATE ANTIFRICTION "STERN"

pour boîtes à bourrages et tiges de pistons

CARBOLINEUM "STERN"

Enduit hydrofuge antiseptique pour la conservation du bois.

GRAISSES SPÉCIALES POUR TOURILLONS.

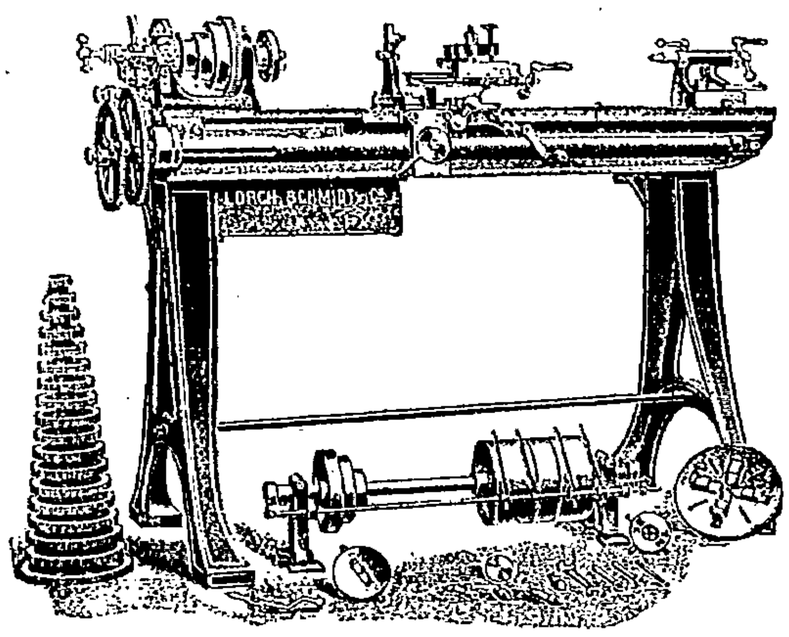
DIPLÔME DE GRAND PRIX & MÉDAILLES D'OR AUX EXPOSITIONS UNIVERSELLES

TOURS DE PRÉCISION LORCH

POUR PETITE ET GROSSE MÉCANIQUE

Tours à tourner, à filetер à Manchons et Parallèles

Envoi du Prix-courant illustré, franco sur demande



AGENTS DÉPOSITAIRES

Henri PICARD & Frère

131, Boulevard Sébastopol

PARIS

APPAREILS DE LEVAGE

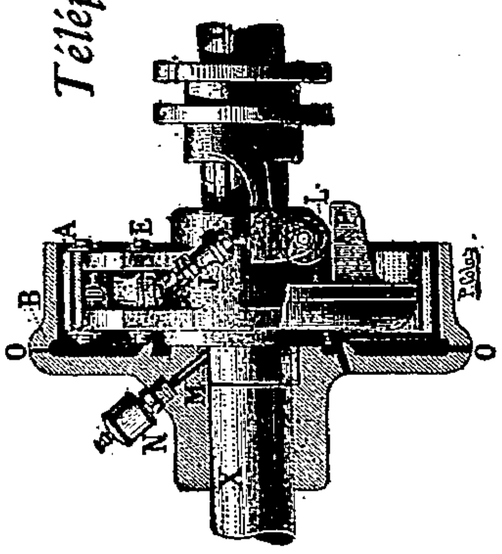
à bras électriques ou à vapeur

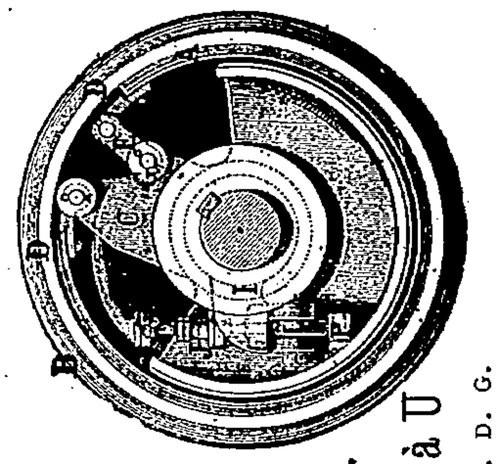
Systèmes Mégy et autres.

EMBRAYAGES A FRICTION

Rationnels, Progressifs, (Brevetés S. G. D. G.)

Téléphone 533.16





Poulies en fer à bras en fer à U

BREVETÉ S. G. D. G.

TRANSMISSIONS PALIERS-GRAISSEURS

J. BONNAFOUS Ingénieur-Constructeur (A. et M.), 49, rue des Cloys.

Ancienne maison Merlot, PARIS.

TABLE ALPHABÉTIQUE DES ANNONCES

	PAGES
Alexis-Godillot (G.)	14
Andernach (A.-W.)	10
Benoît (E.)	1
Bernier (Vve et Ce)	Couverture
Biétrix, Leflaive et Cie	Couverture
Bonnafous	2
Bonvillain	7
Boulte, Larbodière et Cie	10
Burton fils	15
Cie de Fives-Lille	Couverture
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston	8
Cie industrielle des procédés Raoul Pictet	12
Cie Magnolia	10
Courtier	14
Demoor	4
Despaigne (H.)	6
Dumont (L.)	14
Farcot (E.)	18
Farcot frères et Cie	13
Fabriques réunies d'émeri et de machines	7
Grob	4
Henry (R.)	13
Hering (A.)	10
Huré (P)	18
Kestner (Paul)	14
Klepp	6
Lejeune (Marcel)	Couverture
Mathian (C.)	8
Merville (C.)	14
Mestral (G. et P. de)	18
Michelin	Couverture
Muller et Roger	5
Munzing et Cie	3
Nacyer (de) et Cie	Couverture
Niclausse (J. et A)	12
Pâris (L.) et Cie	1
Pelon et Roger	17
Picard (Henri) et frère	2
Pinette (G.)	4
Poillon (Edouard)	5
Prat (Louis)	11
Progrès industriel	15
Régnier (P.)	16
Richard (J.)	1
Roch (Pierre)	14
Rogers (R.) et Cie	17
Sautter, Harlé et Cie	18
Schwade (Otto) et Cie	15
Schwoerer (Emile)	Couverture
Sloan et Cie	5
Société alsacienne de Constructions Mécaniques	1
Société anonyme des chaudières et appareils économiques	1
Société anonyme de Mécanique industrielle d'Anzin	16
Société des générateurs Altmann	8
Société française du Métal anti-friction glacier	9
Société française des pompes Worthington	6
Société de Laval	2
Stern Frères et Cie	8
Strube et fils	18
Taveau	17
Temple et Walch (De)	18
Tiersot (A.)	Couverture
Wanner et Cie	

RÉPERTOIRE PAR SPECIALITÉS

DES

PRINCIPAUX FOURNISSEURS DE LA CONSTRUCTION MÉCANIQUE

ACCESSOIRES POUR CHAUDIÈRES ET MACHINES A VAPEUR

PAGES

Alexis Godillot (G.) 14
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Klepp 6
Mathian 8
Michelin ..... Couverture
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3
Poillon (Edouard) 5
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

AGRAFES POUR COURROIES

Wanner et Cie ..... Couverture

ANTI-FRICTION

Cie Magnolia 10

APPAREILS A AIR COMPRIMÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 17

APPAREILS DE LEVAGE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Bonnafous 2
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Paris (L.) et Cie 1
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

APPAREILS DE MESURE

Richard (J.) 1

APPAREILS DE PRÉCISION

Richard (J.) 1

APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston 8
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

BREVETS D'INVENTION

Merville (C.) 14
Mestral (G. et P. de) 18

BRONZE PHOSPHOREUX

Muller et Roger 5

CABLES MÉTALLIQUES

Pelon et Roger 17

CALIBRES A COULISSES

PAGES

Roch (Pierre) 14

CALORIFÈRES

Mathian 8

CAOUTCHOUC MANUFACTURÉ

Michelin ..... Couverture

CARTON BITUMÉ

Andernach (A.-W.) 10

CHAINES

Benoît (E.) 1
Paris (L.) et Cie 1

CHAUDIÈRES

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Mathian 8
Munzing et Cie 3
Naeyer (de) et Cie ..... Couverture
Niclausse (J. et A.) 12
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11
Société anonyme des Chaudières et Appareils économiques 1

CHAUDRONNERIE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Mathian 8
Pinette (G.) 4

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

Mathian 8
Munzing et Cie 3

CIMENT VOLCANIQUE

Andernach (A.-W.) 10

COMPRESSEURS D'AIR

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 17

CONDENSEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10

COURROIES

Regnier 16
Wanner et Cie ..... Couverture

CRICS

Bonnafous 2
Paris (L.) et Cie 1
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

DÉTENDEURS

PAGES

Klepp 6
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3

EAU DISTILLÉE

Kestner (P) 14

ÉLECTRICITÉ

Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Cie franç. pour l'Exploitation des procédés Thomson-Houston 8
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 18
Société alsacienne de Constructions Mécaniques 11

ELÉVATEURS-TRANSPORTEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot (E.) 18

EMBRAYAGES ET DÉBRAYAGES

Bonnafous 2
Taveau 18

ENGRENAGES

Lejeune (Marcel) ..... Couverture

FONDEURS EN CUIVRE

Muller et Roger 5

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Munzing et Cie 3
Regnier 16
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

FOYERS POUR CHAUDIÈRES

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5

FUMIVORITÉ

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5
Prat (Louis) 11

GRAISSEURS

Henry (R.) 13
Munzing et Cie 3
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

GRILLES DE FOYERS

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon (Edouard) 5

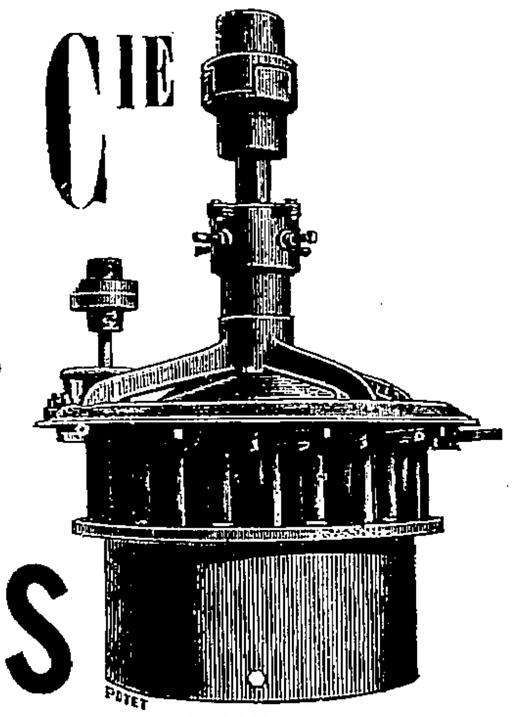
SLOAN ET Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

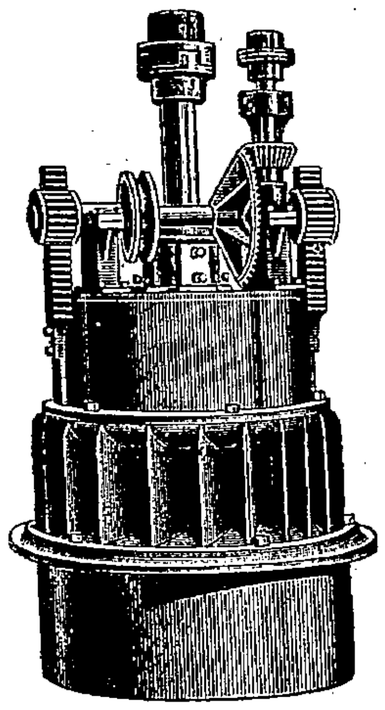
17, rue du Louvre, PARIS

(TÉLÉPHONE)

TURBINES



TURBINE TYPE *N S.*



TURBINE TYPE *M C.*

AMERICA

Pour débits variables, hautes et basses chutes

RENDEMENT GARANTI AU FREIN

80 à 85 %

Supérieur à celui de tout autre système en usage.

LES ROUES SONT COULÉES D'UNE SEULE PIÈCE

GRANDE RÉGULARITÉ DE MARCHE

LIVRAISON RAPIDE — PRIX MODÉRÉS

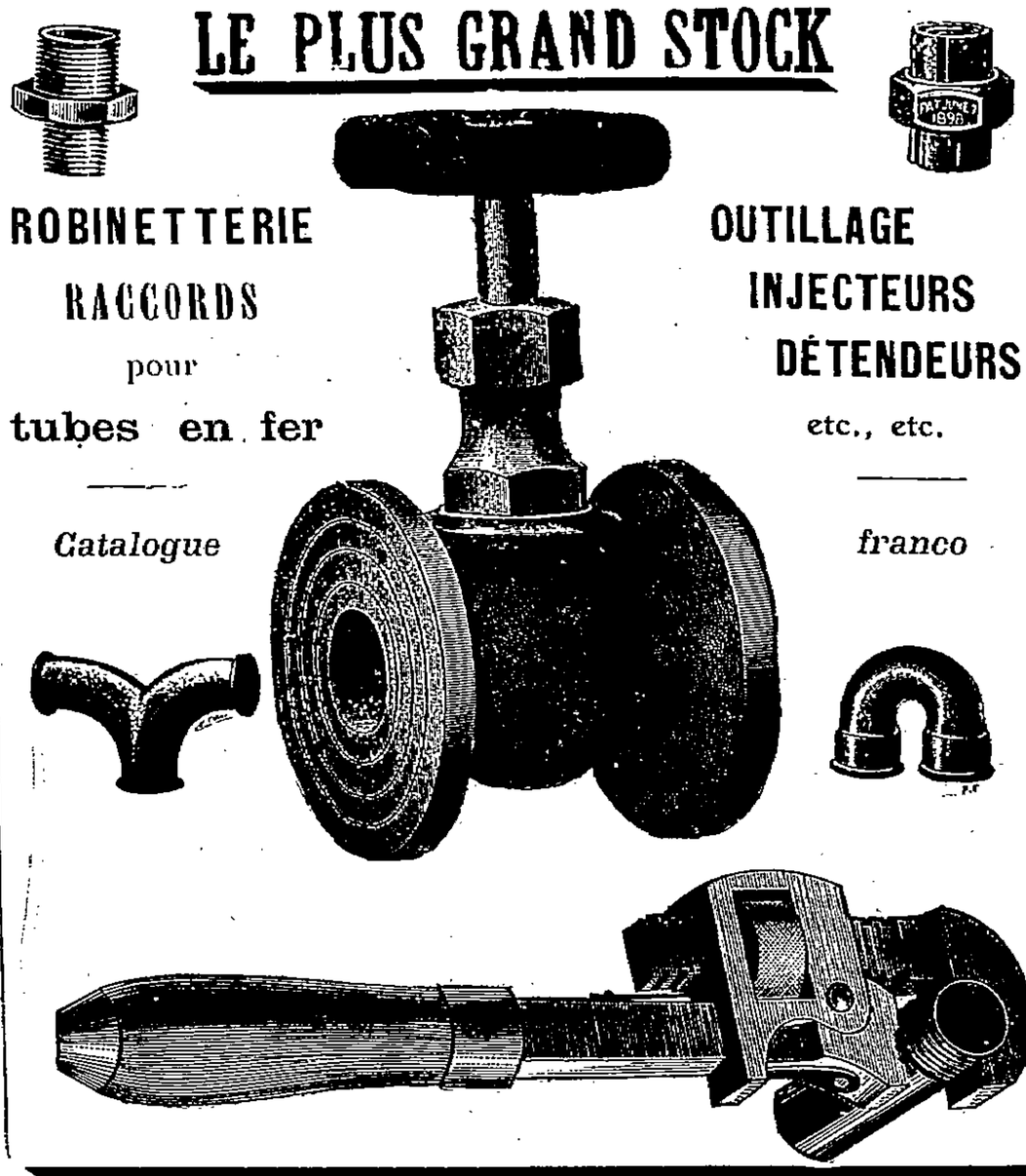
Catalogues et circulaires sur demande

MUNZING & Cie

29, rue des Petites Écuries. — PARIS

LONDRES — NEW-YORK

LE PLUS GRAND STOCK



ROBINETTERIE

RACCORDS

pour

tubes en fer

OUTILLAGE

INJECTEURS

DÉTENDEURS

etc., etc.

Catalogue — *franco*

G. PINETTE, CHALON-S-SAONE

MAISON FONDÉE EN 1830

Surface occupée par les usines : 3 hectares

Personnel : 350 ouvriers

EXPOSITIONS UNIVERSELLES PARIS

1878, Médaille d'Argent.

1889, 2 Médailles d'Or. — Croix de la Légion d'Honneur

1900, Grand Prix, Médaille d'Or

MATÉRIEL POUR MINES

Appareils ÉLECTRIQUES, à vapeur et à air comprimé

TREUILS DE DIVERS TYPES

POMPES SOUTERRAINES ET AUTRES

VENTILATEURS SYST. GENESTE-HERSCHER

pour le jour et pour le fond

COMPRESSEURS D'AIR SYST. WEISS — PERFORATRICES & BOSSEYEUSES

CASSE-COKE & CASSE-CHARBON

Crible giratoire Système COXE

INSTALLATIONS COMPLETES

de cassage, criblage et lavage, de sièges d'extraction, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CONDENSATIONS CENTRALES

MATÉRIEL POUR TUILERIES ET BRIQUETERIES

BROYEURS, MALAXEURS

MACHINES A ÉTIRER

Presses à friction

PRESSES A CINQ PANS

à simple et à double pression.

PRESSES POUR BRIQUES

Presse spéciale pour carreaux

MACHINES A TUYAUX

MOULES, FILIÈRES, MONTE-CHARGES, TOILES SANS FIN, ETC.

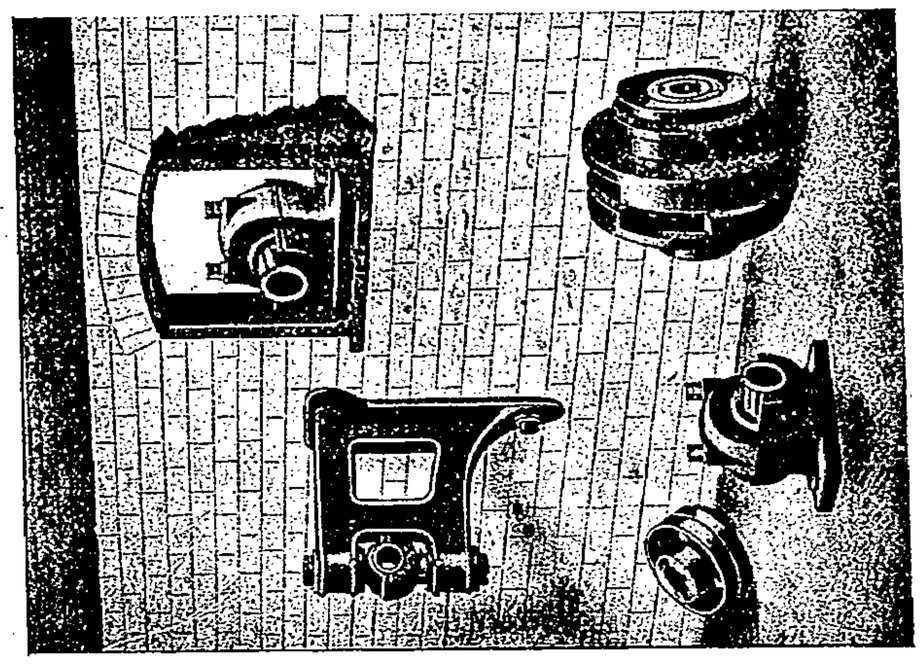
INSTALLATIONS COMPLÈTES

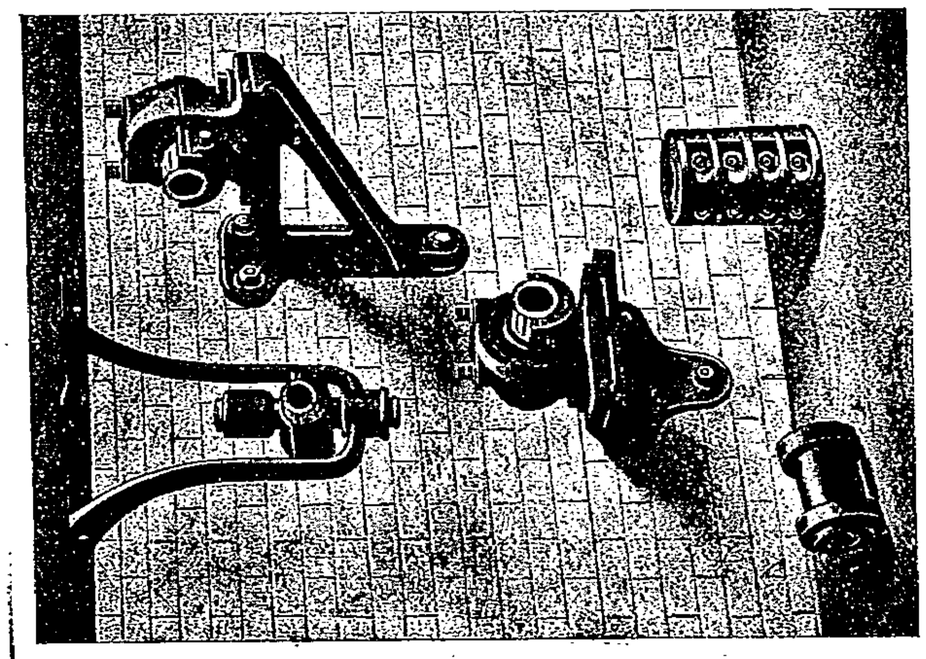
de Tuileries et briqueteries, Fabriques de Briques réfractaires, Fabriques de briques de Laitier, etc

MACHINES A VAPEUR, CHAUDIÈRES, TRANSMISSIONS, ETC.

TRANSMISSIONS "GROB"

208 bis, rue Lafayette, PARIS





ATELIERS DEMOOR

(FIRME J. & M. DEMOOR, H. DEMOOR & Cie SUCCRS)

299, Chaussée d'Anvers

BRUXELLES

Adresse télégraphique : **Ateliers-Demoor-Bruxelles**

TÉLÉPHONE 1622

Représentant général pour la France :

H. LEVEUGLE, INGÉNIEUR

185, Boulevard Voltaire, PARIS

CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

MACHINES-OUTILS

POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX

Exposition Universelle Paris 1889-1900, MÉDAILLE D'OR

Exposition Universelle Anvers 1894, GRAND PRIX

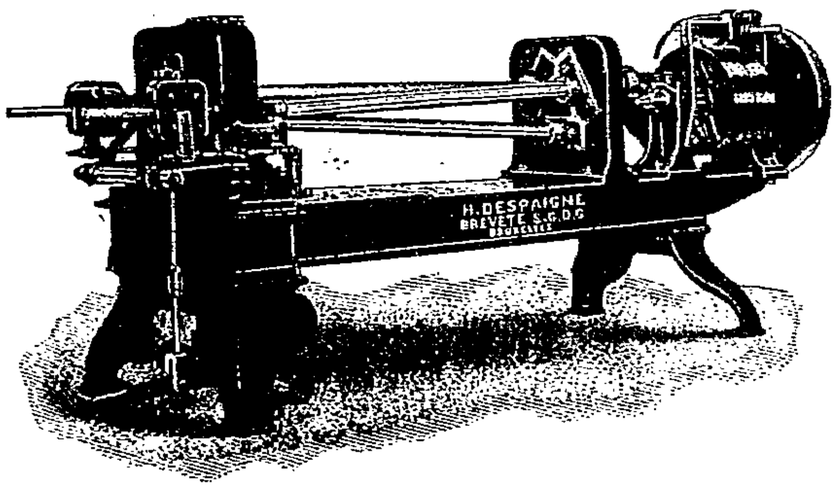
Exposition Universelle Bruxelles 1897, HORS CONCOURS

CONSTRUCTION DE MACHINES SPÉCIALES

ET

Entreprise générale d'Installations Industrielles

Pour fabrique de : boulons, écrous, rivets, crampons, tire-fonds, limes, tubes étirés, fers à cheval, vis à glace, clous à ferrer, clous de chaussures, vis à bois, pièces estampées en tous genres, pointes de Paris, chevilles, semences, grillages, ronces artificielles, clous dorés, tréfileuses, etc., etc.



MACHINES-OUTILS DIVERSES

Machines-outils spécialement étudiées et construites pour la production en masse de pièces ouvrées de petites et moyennes dimensions.

Etude et construction de toutes machines nouvelles pour fabrication de pièces diverses suivant échantillons ou croquis.

H. DESPAIGNE

Ingénieur-Constructeur

Adresse télégraphique : DESPAIGNE-BRUXELLES

BUREAUX
BRUXELLES
148, rue Berckmans
Téléphone n° 320.

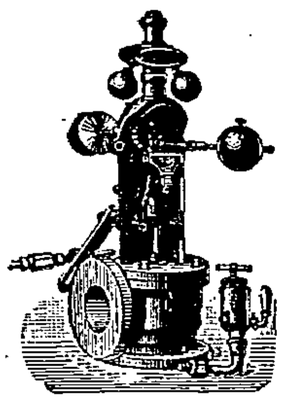
Codes Used Lieber's The Engineering A. B. C. A. I.

Ateliers : ANDERLECHT — BRUXELLES

W. KLEPP

Successeur de **HOEFERT & PAASCH**

54, Boulevard Richard-Lenoir, PARIS

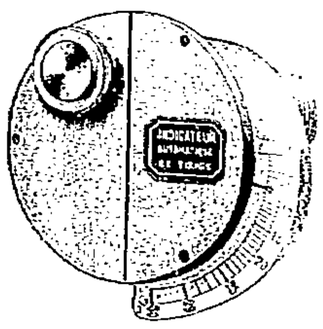


CONSTRUCTION

générale

D'APPAREILS ACCESSOIRES

pour chaudières
et machines à vapeur



RÉGULATEURS D'EXPANSION

(Appareils à détente)

donne aux machines à tiroir simple, les avantages de la distribution *Corliss*.

DÉTENDEURS DE VAPEUR

Purgeurs automatiques.

Indicateurs de tirage
Pyromètres
Analyseurs de gaz
} pour le contrôle et la chauffe dans les foyers industriels

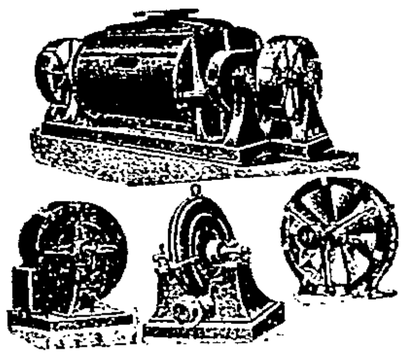
POMPES

à vapeur, rotatives et demi-rotatives

Pulsomètres à distribution économique

APPAREILS A JET DE VAPEUR

Injecteurs d'alimentation

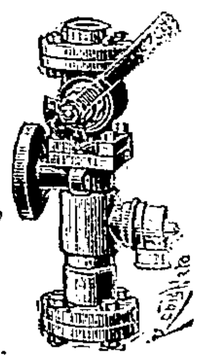


VENTILATEURS

Centrifuges

et Système ROOT

Pour forges et fonderies, machines à jet de sable, chauffage, séchage, aspiration de poussières, etc.



Envoi du tarif sur demande

A LOUER

PERFECTIONNEMENTS AUX POMPES

M. Andréas Radovanovic, titulaire du brevet français, du 3 janvier 1902, et qui lui a été délivré le 26 mai 1902, sous le n° 317519, pour : *fermeture impérative par pression hydraulique des soupapes d'aspiration dans les pompes*, serait désireux d'accorder des licences d'exploitation de cette invention ou de céder totalement ou partiellement son Brevet.

Pour tous renseignements, s'adresser à M. Andréas Radovanovic, Ingénieur, I, Backerstrasse, I, à Vienne (Autriche) ou à M. Armengaud jeune, Ingénieur-Conseil, 23, Boulevard de Strasbourg, à Paris.

Le propriétaire du Brevet français 309410, du 26 mars 1901, concernant un **dispositif de réglage pour turbines à vapeur**, et du Brevet 310224, du 23 avril 1901, concernant un **dispositif permettant de faire travailler économiquement les turbines multiples à un ou plusieurs axes** (Directeur : R. SCHULZ, de Berlin), désire entrer en relations avec des personnes intéressées, en vue de l'exploitation industrielle en France.

Pour les renseignements, s'adresser à M. Armengaud jeune, Ingénieur-Conseil, 23, Boulevard de Strasbourg, à Paris.

SOCIÉTÉ DE LAVAL

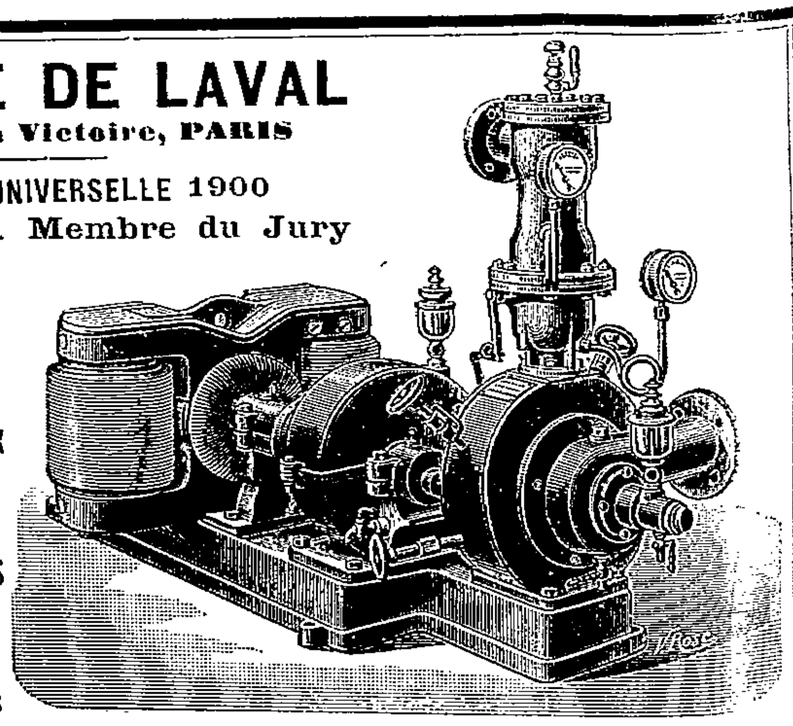
48, rue de la Victoire, PARIS

EXPOSITION UNIVERSELLE 1900
Hors Concours. Membre du Jury

TURBINES
à Vapeur
DE
5 A 1.000 CHEVAUX
et au-dessus

3.000 MACHINES
en service

Installations électriques



FABRIQUES RÉUNIES D'EMERI ET DE MACHINES

PARIS. — *8, Boulevard Richard-Lenoir, 8.* — **PARIS**

MACHINES A MOULER

et pour la

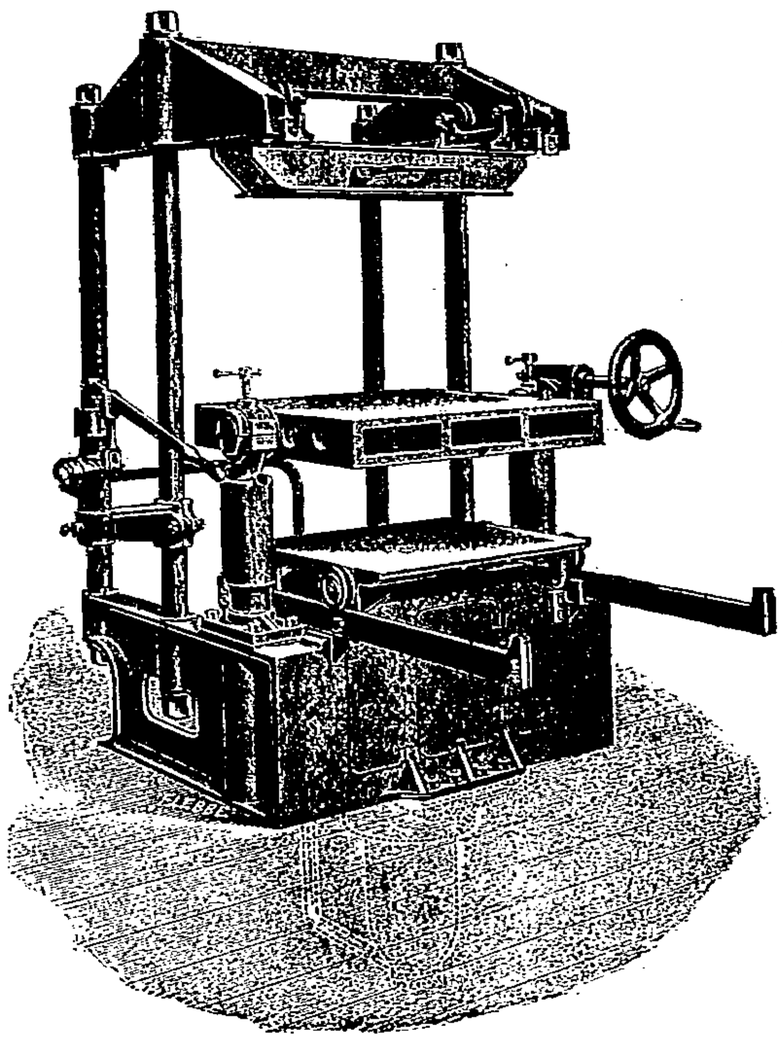
PRÉPARATION DES SABLES

MÉDAILLE D'OR

Nos machines à mouler et à noyauter, etc., sont *montrées en marche* à nos magasins :

8, Boulevard Richard-Lenoir

RÉFÉRENCES ET CATALOGUES SUR DEMANDE



MACHINES A MEULER

300 différents modèles

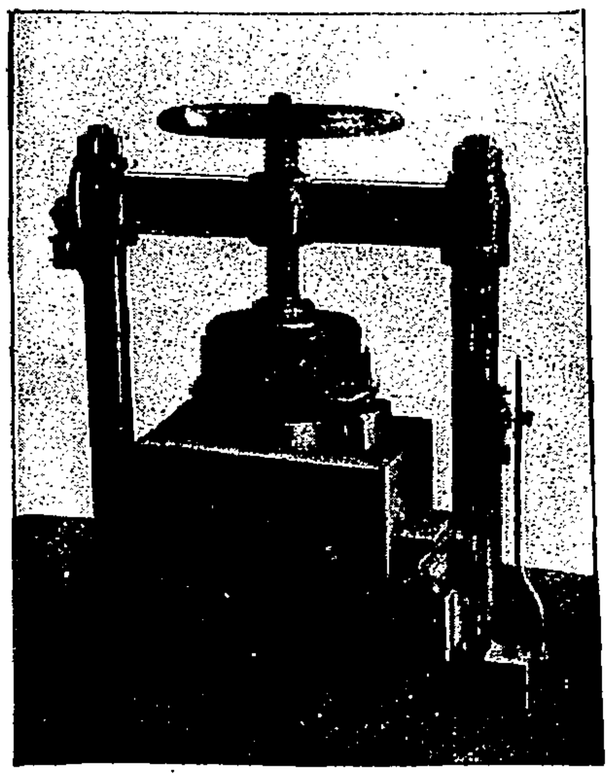
MEULES D'EMERI

Exposition Internationale LILLE 1902

MACHINES A FRAISER

de haute précision

USINES A HANNOVRE
— **HARBOURG**
— **LONDRES**



MACHINES A MOULER

à main et hydrauliques, brevetées S. G. D. G.

Les seules pouvant mouler économiquement,
Les pièces plates et les pièces hautes,
Les pièces sans noyaux et avec noyaux,
Les pièces faciles et les pièces difficiles,

Permettent l'emploi de châssis de dimensions variées.

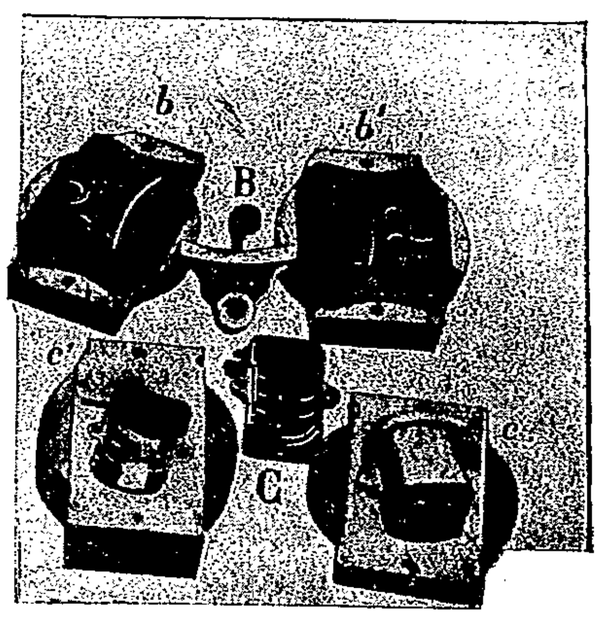
Procédé breveté S. G. D. G. *pour la préparation des couches et des peignes. Le seul n'exigeant pas l'emploi de modèles spéciaux à double retrait.*

POMPES ET ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES ÉCONOMIQUES

MOULIN A SABLE A MARCHE CONTINUE

Donnant à la sortie les sables broyés et frottés au degré convenable

APPAREIL A JET DE SABLE POUR LE NETTOYAGE DES PIÈCES FONDUES



BURINS PNEUMATIQUES pour **L'ÉBARBAGE**

Machine Rapide pour la Fabrication des Noyaux

GRUES — PONTS ROULANTS

MATÉRIEL COMPLET ET INSTALLATION DE FONDERIE

PH. BONVILLAIN, INGÉNIEUR

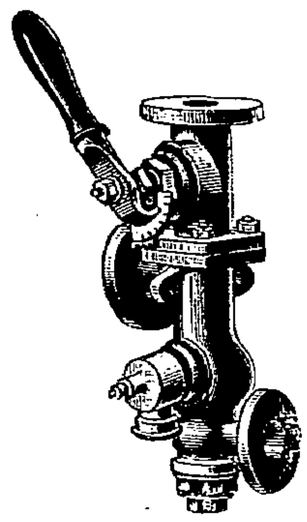
6, RUE BLANCHE, PARIS

Téléphone 120-59. — ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE : ***BONVILLAIN-PARIS***

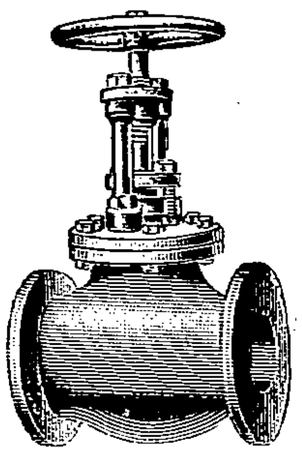
H. STRUBE & FILS Ingénieurs-Constructeurs

rue Hortense à MONTROUGE, près Paris

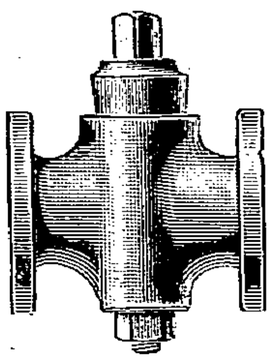
Fournisseurs des Ministères et des Chemins de fer



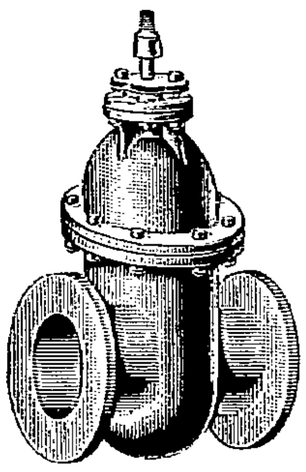
Injecteurs Re-Starting.



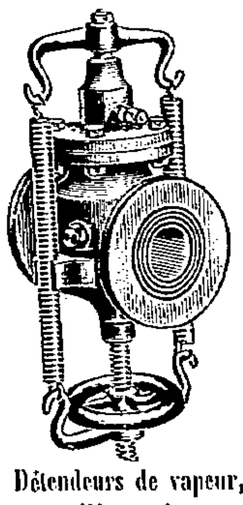
Robinets soupapes.



Robinetterie générale.



Robinets vannes



Détendeurs de vapeur, modèle marine.

FONDERIE DE BRONZE ET CUIVRE

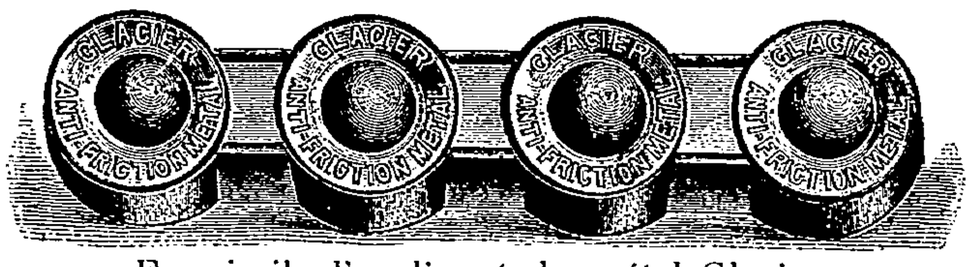
Accessoires pour Chaudières et Machines à vapeur. — Soupapes de sûreté. — Indicateurs de niveau d'eau. — Manomètres. — Pyromètres. — Purgeurs automatiques. — Régulateurs de vitesse. — Graisseurs mécaniques.

Robinets et Appareils pour conduites d'eau. — Robinets vannes-clapets de retenue. — Bouches d'incendie. — Bornes-fontaines, etc.

Envoi franco du Catalogue

« MÉTAL ANTI-FRICTION GLACIER »

MARQUE DÉPOSÉE



MARQUE DÉPOSÉE

Fac-simile d'un lingot du métal Glacier

Pour toutes espèces de coussinets, de machines en tous genres, garnitures métalliques de tiges de piston, etc., possèdant au plus haut degré, les qualités spéciales d'anti-friction et de lubrification. — Fabrication de métaux anti-friction de tout titre, bruts ou ouvrés.

Pour tous Renseignements, Prix, Commandes, etc., s'adresser à la

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DU MÉTAL ANTI-FRICTION « GLACIER »

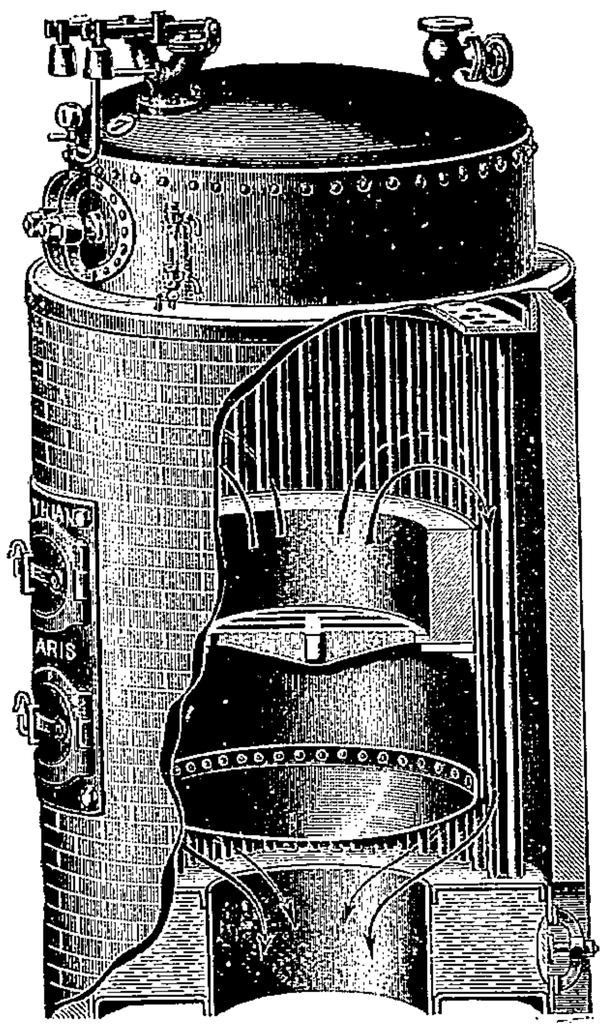
22, RUE DE LONDRES. — PARIS. — TÉLÉPHONE : 230-61

Fournisseur des diverses Administrations de l'État et des Grandes Compagnies de Chemins de Fer, Traction et Navigation françaises.

GÉNÉRATEURS MULTITUBULAIRES

Jusqu'à 6.000 *kilos de vapeur à l'heure.*

C. MATHIAN



Système à flamme renversée.

GRAND VOLUME DE VAPEUR ET D'EAU

Consommation de charbon inférieure à tous les autres systèmes de générateurs.

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

PARIS, 25, rue Damesme
LYON, 245, rue Créqui.

Demander le tarif N° 28.

Librairie Vve CH. DUNOD, éditeur,
49, quai des Grands-Augustins, Paris.

L'ÉLECTRICIEN

REVUE INTERNATIONALE

DE L'ÉLECTRICITÉ ET DE SES APPLICATIONS

PARAISSANT TOUS LES SAMEDIS

Abonnements { France, Algérie, Tunisie : **20** fr.
Colonies et Étranger : **25** fr.

Un numéro spécimen est envoyé sur demande contre 0 fr. 15 (frais d'envoi).

Compagnie Française pour l'Exploitation des procédés

THOMSON-HOUSTON

Capital : 40 Millions

10, RUE DE LONDRES, PARIS

Éclairage à arc et à incandescence

DYNAMOS — MOTEURS — TRANSFORMATEURS

Transport de Force

LOCOMOTIVES BASSES POUR MINES

PONTS ROULANTS ET TOURNANTS

Haveuses — Perforatrices

TRACTION ÉLECTRIQUE

ATELIERS DE CONSTRUCTION : *41, rue des Volontaires, PARIS*

POMPES WORTHINGTON

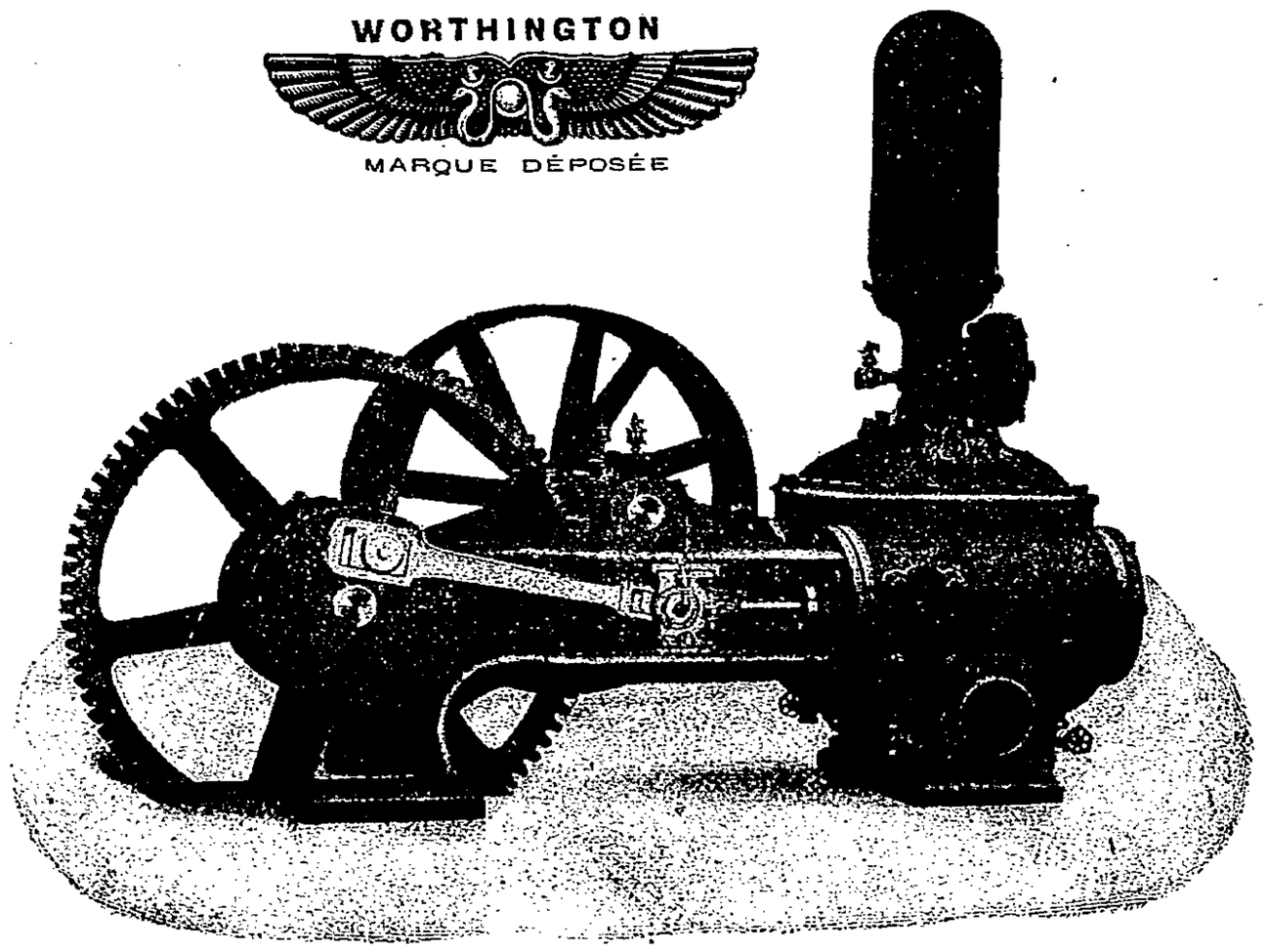
WORTHINGTON

MARQUE DÉPOSÉE

GRAND PRIX

EXPOSITION UNIVERSELLE

PARIS 1889



2 GRANDS PRIX

2 MÉDAILLES D'OR

PARIS 1900

Pompe à moteur *Worthington*.

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES POMPES WORTHINGTON

43, Rue Lafayette, PARIS

Vve CH. DUNOD, Éditeur, 49, quai des Grands-Augustins, Paris

LA VIE AUTOMOBILE

Automobilisme, Cyclisme, Tramways, Aréostation, Yachting, etc.

PARAISSANT TOUS LES SAMEDIS

A la fois technique et amusante, s'adressant aux ingénieurs comme aux gens du monde, rédigée par l'élite des écrivains techniques pour chacune de ses spécialités, ornée de superbes gravures, tirées avec le plus grand soin sur un papier de luxe, **La Vie Automobile** s'est placée au premier rang de toutes les publications similaires.

RÉDACTEUR EN CHEF

BAUDRY DE SAUNIER

Prix des Abonnements annuels

Paris, Départements, Algérie, Tunisie..... **20** fr.
Autres colonies et étranger..... **25** fr.

Prix du numéro, **50** centimes.

Envoi d'une livraison spécimen contre 0 fr. 15 en timbres-poste (frais d'envoi).

Env. 2.000 appareils sont fournis pour chaudières de 500.000 mc. de surface de chauff. totale. — Économisant d'env. 80 wagons de houille par jour.

SURCHAUFFEURS DE VAPEUR

APPAREILS DE VAPEUR RAFFINÉE. — BREVET FRANÇAIS

A. HERING

Ingénieur-constructeur

NUREMBERG

(BAVIÈRE)

Conduite de vapeur pour vapeur saturée et raffinée.

TEMPÉRATURE DE VAPEUR JUSQU'A 400° C.

CONSTRUCTION BREVETÉE ET LA PLUS ÉPROUVÉE

Sans joints de bride.

SERPENTINS SANS SOUDURE ET CHANGEABLES

Applicables à chaque système de chaudière.

MÉDAILLE D'OR COMO 1899. — MÉDAILLE D'ARGENT PARIS 1900.

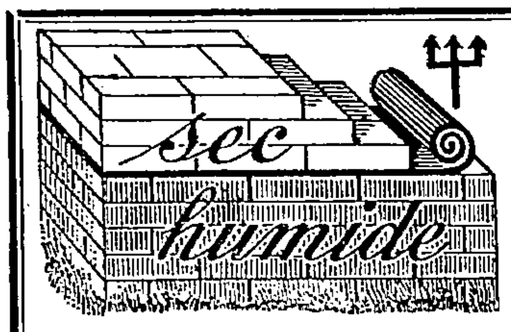
Les appareils sont construits en France et montés par mes monteurs éprouvés.

MM. Bia et Bégué à Toulouse. 1 pièce
Pauhard et Levasseur à Paris..... 3 —
Meunier et Cie, chaud. à Fives-Lille.. 2 —

Application d'un Surchauffeur Hering sur une chaudière semi-tubulaire.

Représentant Général pour la France et Colonies : M. **G. LAROCHE, Neuilly-Paris,** rue du Château, 33.

Réchauffeurs d'eau d'alimentation (Économiseurs à tubes d'acier de petit diamètre).



Plaques isolatrices flexibles
« Andernach »
contre l'humidité montant du sol.

Carton bitumé

« ASFALTINA »

excessivement durable et imperméable.

Sur demande j'adresse gratis et franco mes notices avec échantillons.

Ciment volcanique

(ciment ligneux, ciment de bois)

« Andernach »

pour les

Toitures-Terrasses

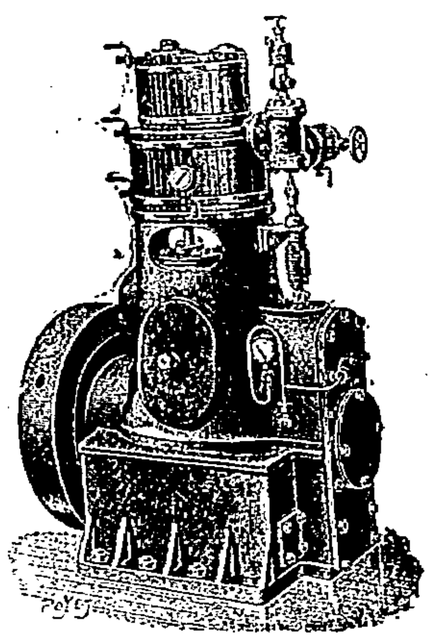
imperméables.

Carbolinéum « Neptune » enduit conservateur couleur noyer.

A.-W. Andernach, Anvin par Boulogne-sur-Mer

Fabricant breveté de produits hydrofuges.

Cartons plissés imperméables
« Kosmos »
contre l'humidité des murs.



MACHINES A VAPEUR « BL »

à double effet et à graissage sous pression.

BREVETÉ S. G. D. G. EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Construction française de précision. — Conduite et entretien faciles. — Pas d'usure, ni ajustage. — Consommation de vapeur extrêmement réduite avec et sans surchauffe.

TYPES SPÉCIAUX POUR MANUFACTURES attaque par courroie ou câbles de 10 à 1.000 ch.

GROUPES ÉLECTROGÈNES COMPLETS à haut rendement.

Références. — Ministère de la Guerre et de la Marine. — Marine Portugaise. — Cie des Chemins de fer d'Orléans et de l'Ouest. — Imprimerie Nationale. — Ateliers et chantiers de la Loire. — Usines métallurgiques de Marquise à Rinxent (Pas-de-Calais). — Cie des Mines de Campagnac, à Cransac (Aveyron). — Cie des Mines d'Anzin. — Société française de cotons à coudre, à Azerailles (Meurthe-et-Moselle. — Chappée et Fils, le Mans. — G. et H.-B de La Mathe, à St-Maurice (Seine). — Cie Gle Parisienne de Tramways, Paris. — Renault Frères, à Billancourt. — De Dion, Bouton et Cie, à Puteaux, etc., etc.

BOULTE, LARBODIÈRE & CIE

E. C. P. A. M.

Bureaux, 20, rue Taitbout, Paris (Tél. 213-86). — Ateliers à Aubervilliers (Seine)

Une des plus importantes Compagnies Françaises

la " Compagnie des MESSAGERIES MARITIMES "

a commandé jusqu'à ce jour

83.524 Kilogs

De Métal " **MAGNOLIA** "

Nous pensons qu'à lui seul un pareil emploi suffit à prouver la valeur de notre métal.

COMPAGNIE MAGNOLIA

50, Rue Taitbout, PARIS

Exposition de Rouen 1896. — **MÉDAILLE D'ARGENT**

EXPOSITION UNIVERSELLE DE PARIS 1900 — Médailles de bronze et d'argent

La plus haute récompense accordée au tirage mécanique

TIRAGE MÉCANIQUE DES FOYERS

ET VENTILATION INDUSTRIELLE PAR ENTRAINEMENT D'AIR

Système Louis PRAT, breveté S. G. D. G., en France et à l'Étranger.

PRINCIPAUX AVANTAGES :

Procédé de tirage exigeant la force motrice la plus petite employée jusqu'ici c'est-à-dire moindre qu'un demi pour cent de la puissance des chaudières.

Pas d'arrêt, pas d'usure, pas de réparation, pas de bruits, et à la plus grande simplicité d'installation,

Suppression des hautes cheminées d'usine ;
Allures de combustion pouvant dépasser 150 kilos par mètre carré de grille-heure ;
Utillisation des mauvais combustibles ;
Suppression des carneaux ;
Certitude de fonctionnement, même avec des gaz refroidis à 100 degrés ;
Facilité de réglage de la chauffe.

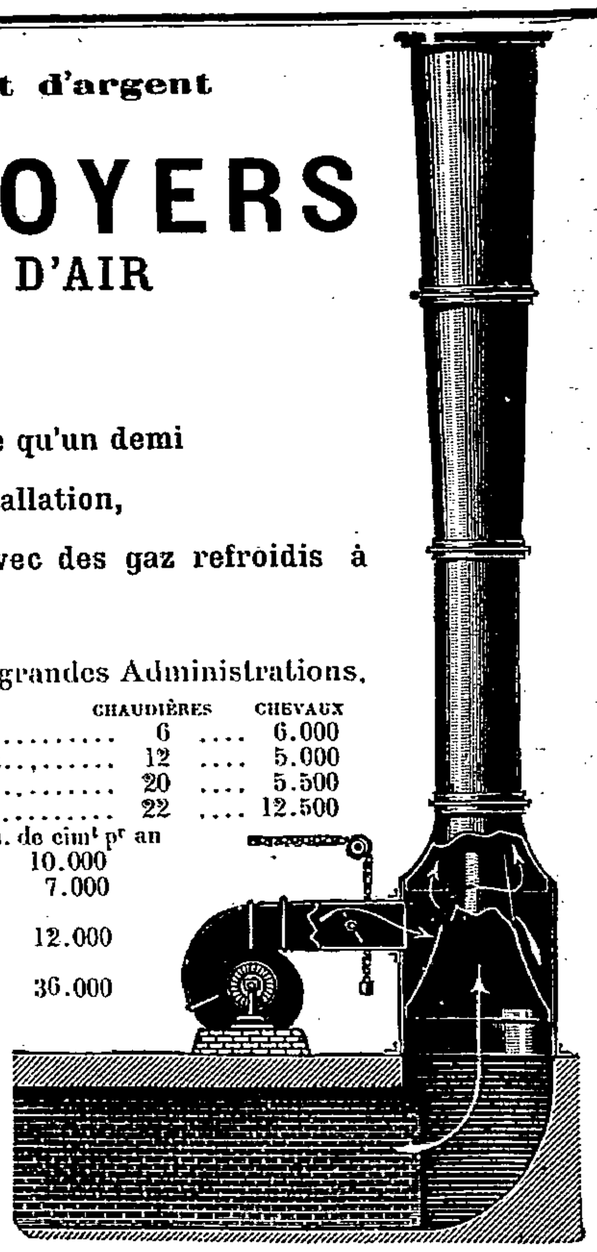
FOURNISSEUR : des Ministères de la Guerre, de la Marine, des Finances, du Commerce, de la Ville de Paris et des grandes Administrations.

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Usine électrique Thomson-Houston à St-Mandé	1	750
— — — à Malakoff	6	2.000
— — Secteur Rive Gauche	3	1.300
— — — —	4	1.600
Établissements Gillet à Villeurbanne	4	1.000
— Michelin à Clermont-Ferrand	6	1.200
Filatures Pouyer-Quertier à Rouen	5	1.000
Teintureries Gaiffe et Watremez à Cambrai	4	1.200
— — —	6	1.800
Compagnie des Mines de Liguy-les-Aire	5	1.500
Société des zincs de la Campine en Hollande	6	1.800

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Compagnie Électrique du Secteur des Champs-Élysées	6	6.000
— des Omnibus de Paris, usine de Billancourt	12	5.000
— des Mines des Marles à Marles	20	5.500
Schneider et Cie du Creusot	22	12.500

etc., etc.	fours	ton. de cimt pr an
MM. Vicat et Cie, à Grenoble	11	10.000
MM. Pavin de Lafarge à Marseille	4	7.000
Compagnie des ciments de Niel on Rupel en Belgique	11	12.000
Compagnie des Ciments Franco-Russe de Guelindijk (Four Hoffmann)	1	36.000

Soit 1.532.000 chevaux desservis par jour par ce nouveau procédé de tirage.



LOUIS PRAT

INVENTEUR

PARIS — 51, Rue Taitbout, 51 — PARIS

SOCIÉTÉ ALSACIENNE

DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

Anciens Établissements André Koechlin et Cie de Mulhouse et Société de Grafenstaden.

Société anonyme au capital de 18.000.000 fr.

Usines à MULHOUSE — BELFORT — GRAFENSTADEN

MAISON A PARIS, 4, RUE DE VIENNE ; A LYON, 3, RUE DE LA RÉPUBLIQUE

MACHINES A VAPEUR — MOTEURS HYDRAULIQUES
CHAUDIÈRES — TRANSMISSIONS
LOCOMOTIVES ET MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER

MACHINES pour FILATURE et TISSAGE de COTON, LAINE et SOIE
MACHINES pour IMPRESSIONS, TEINTURE, BLANCHIMENT et APPRÊTS
MACHINES-OUTILS pour ATELIERS de CHEMINS de FER et SPÉCIALITÉS

MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX ET A GAZ PAUVRE, Système Simplex, GAZOGÈNES

Outillage usuel : **MÈCHES HÉLICOÏDALES, ALÉSOIRS, TARAUDS, CRICS, VÉRINS, ETC.**

ÉLECTRICITÉ

GROUPES ÉLECTROGÈNES, DYNAMOS à courant continu ou polyphasé pour toutes vitesses et toutes puissances. TRANSFORMATEURS, CONVERTISSEURS, COMMUTATRICES. MOTEURS ÉLECTRIQUES et toutes leurs applications (CABESTANS, PONTS ROULANTS, TREUILS DE MINES, POMPES, etc). Installation complète d'USINES CENTRALES, CHEMINS DE FER et TRAMWAYS ÉLECTRIQUES. TRANSPORTS DE FORCE, CABLES ÉLECTRIQUES pour toutes ces applications.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

GRANDS PRIX : MACHINES A VAPEUR, MACHINES-OUTILS, MACHINES DE FILATURE, DE TISSAGE ET D'IMPRESSIONS, ÉLECTRICITÉ.

MÉDAILLE D'OR : CABLES TÉLÉPHONIQUES, MÉTALLURGIE

FROID ET GLACE

COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS

RAOUL PICTET

Plus de 1.000 Installations

CONDUITE DES APPAREILS SIMPLE ET FACILE

AUCUN DANGER D'EXPLOSION OU D'INCENDIE

Bureau technique spécial pour installations complètes de Brasseries & Malteries

APPAREILS DE BRASSAGE PERFECTIONNÉS

ETUDES DE TOUTES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Envoi Franco de Devis et Prospectus

PARIS — 28, RUE DE GRAMMONT, 28 — PARIS

J. & A. NICLAUSSE

(Société des Générateurs Inexplosibles) "Brevets Niclausse"

24, Rue des Ardennes, PARIS (XIXe)

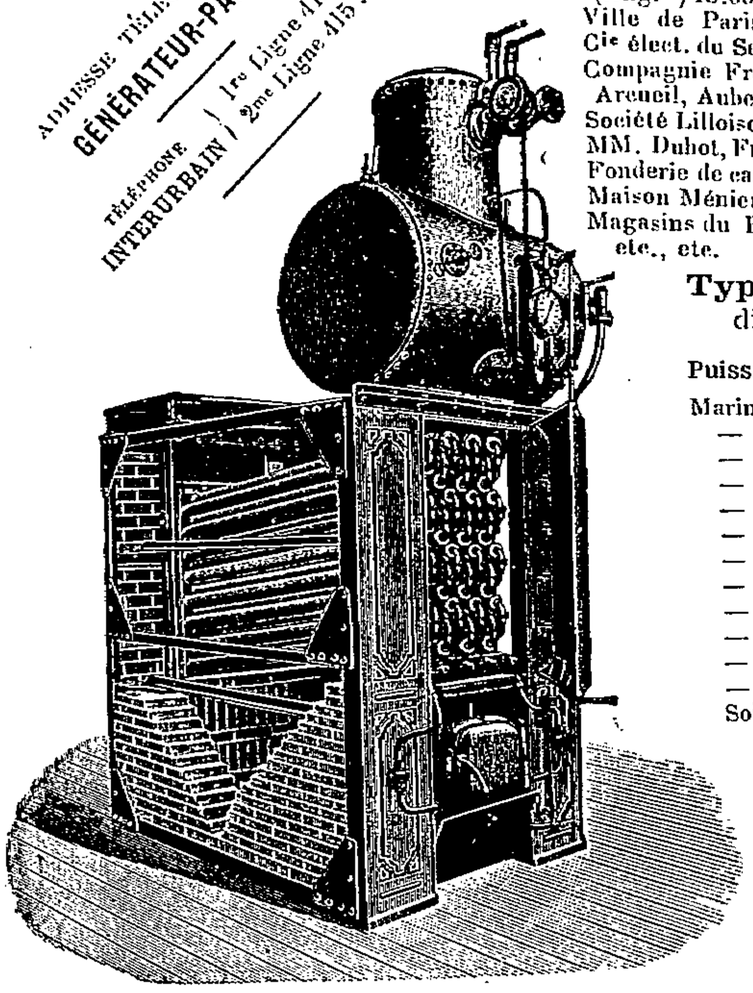
HORS CONCOURS (Membre du Jury international) **Exposition Universelle, PARIS 1900.**

APPLICATIONS DANS TOUTES LES INDUSTRIES

Traction. Force motrice. Eclairage électrique (plus de 40.000 chevaux). Chauffage. Utilisation des gaz perdus, etc., etc.

ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE **GÉNÉRATEUR-PARIS**

TÉLÉPHONE INTERURBAIN 1re Ligne 415.01. 2me Ligne 415.02.



	CHEVAUX
Station génératrice d'Elect. Pontypridd (Anglre) 15.000 ch. qui seront portés à	75.000
Ville de Paris (Usine de Colombes).	5.000
Cie élect. du Secteur de la rive gauche.	5.000
Compagnie Fresne (Usines de Paris, Arcueil, Aubervilliers, Choisy-le-Roi	3.000
Société Lilloise d'éclairage électrique.	2.000
MM. Duhot, Frémaux et Delplanque..	2.000
Fonderie de canons de Bourges.....	1.500
Maison Ménier (Noisiel).....	1.000
Magasins du Bon Marché.....	1.000
etc., etc.	

	CHEVAUX
MM. Lebon et Cie (Stations centrales).	6.000
Cie Gle d'Elte (Stations centrales)....	4.500
Société Industrielle de Prodts chimiqs.	2.500
MM. Battle et Hernandez (Madrid)...	1.600
Cie des Chemins de fer de l'Ouest....	1.000
Société Industrielle pour la Schappe.	900
Hôpitaux Lariboisière et Brévannes..	800
Sté des Etablissements Postel-Vinay..	700
Arsenal de Brest.....	600
Prison de la santé.....	500
etc., etc.	

	CHEVAUX
Exposition universelle de Paris 1900..	5.000
Cie du Gaz de Lyon.....	3.500
Cie d'Électricité de l'Ouest-Parisien..	2.000
Cie Pne de Tramways.....	1.700
House to house électric Co.....	1.200
Sté Anme d'Ecl. Elect. de Toulon.....	1.000
Tour Eiffel	600
Société Toulousaine d'électricité.....	600
MM. Max, Richard Segris, Bordeaux, et Cie.....	600
Poudrerie Nationale du Moulin Blanc.	500
etc., etc.	

Types à vapeur surchauffée. — Types Semi-Multitubulaires à grande réserve de chaleur pour différentes industries. — **Types Spéciaux** pour les installations dans les maisons habitées

Puissance en chevaux des applications "Marines Militaires"

Marine française....	32	bâtiments.....	246.200	chevaux
— anglaise.....	9	—	114.000	—
— américaine..	6	—	108.000	—
— italienne....	3	—	47.000	—
— russe.....	4	—	42.000	—
— japonaise...	3	—	27.000	—
— espagnole...	2	—	23.000	—
— turque.....	2	—	21.000	—
— allemande...	2	—	17.000	—
— argentine....	1	—	2.000	—
— chilienne ...	1	—	500	—
— portugaise ..	3	—	200	—

Soit 12 marines de guerre, 68 bâtiments et 647.900 chevaux.

Concessionnaires étrangers :

États-Unis.....	Cramp and Co. Water tube boiler Niclausse Co. Stirling Co.
Angleterre.....	Willans et Robinson. Humphrys Tennant.
Italie.....	Ansaldo de Gênes. Hawthorn-Guppy.
Russie.....	Chantiers Nicolaïeff
Allemagne.....	Friedd-Krupp.

Il y a lieu d'ajouter à ces chiffres une puissance de 80.000 chevaux répartis sur 80 navires de commerce dont deux paquebots de 15.000 chevaux et 33.000 tonnes chacun. Marine de plaisance 5.000 chevaux. (14 yachts.)

Résumé des principaux avantages offerts par ces générateurs :

Ils sont les plus **légers** — les plus **réduits en volume** — les plus **facilement nettoyables** — les plus **rapidement** mis en **pression** — les plus **robustes** et les plus **simples** dans leurs **organes**, n'exigeant qu'une faible dépense d'entretien. Ils sont les seuls ayant les **tubes seulement posés**, tenus sans vissage, ni dudgeonnage et **équilibrés** par la **pression**. — Ils donnent le **maximum d'économie de combustible** sans adjonction d'appareil quelconque. — Ils fournissent une plus grande **surface de grille** dans un **emplacement déterminé**. — **Rapidité de mise en pression**, etc., etc.

7 MÉDAILLES. OR. ARGENT. BRONZE. PARIS 1889-1900. LE HAVRE 1887. ROUEN 1899

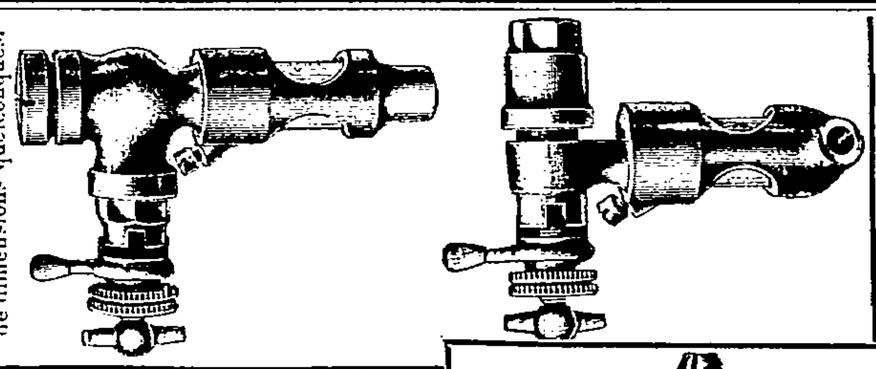
MARQUE DÉPOSÉE JH

FABRIQUE D'APPAREILS DE GRAISSAGE
R. HENRY

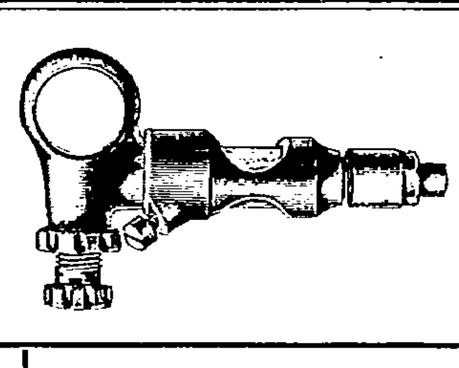
Seul constructeur concessionnaire des marques et brevets J. HOCHGESAND

PARIS. — 117, boulevard de la Villette, 117. — PARIS

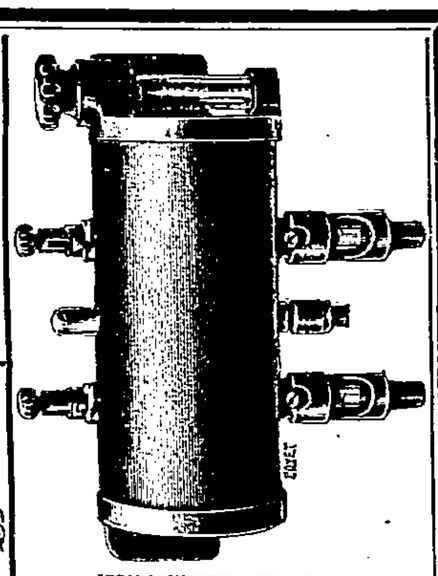
TÉLÉPHONE : 418-50 — *Adresse-Télégraphique* : OLÉOPOLYM-PARIS



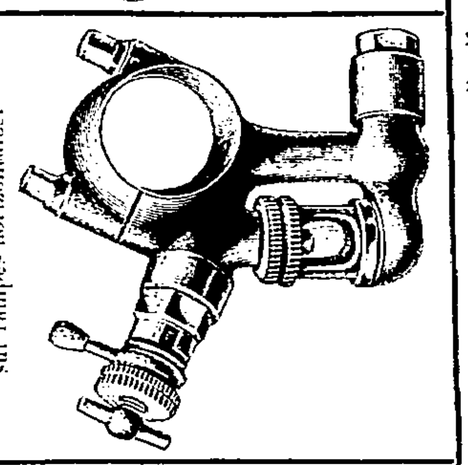
Compte-gouttes s'adaptant à des récipients de formes et de dimensions quelconques.



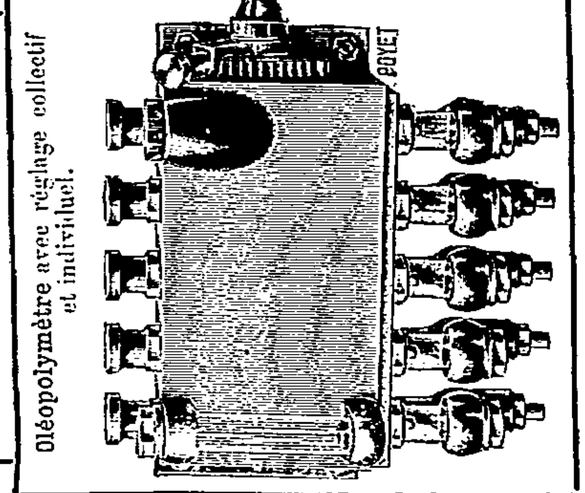
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales de 25 mm.



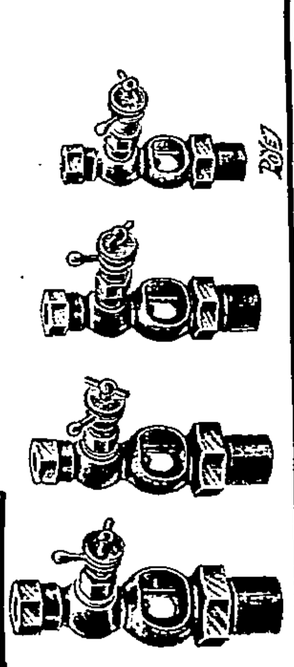
Graisseur cylindrique à 2, 3 et plusieurs délits pour voitures et voiturettes automobiles.



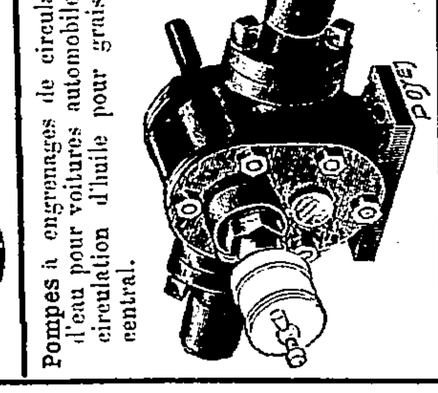
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales.



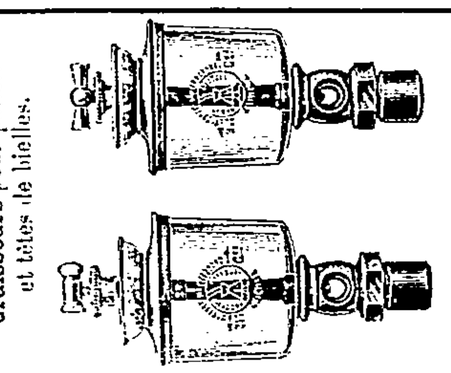
Oléopolymètre avec réglage collectif et individuel.



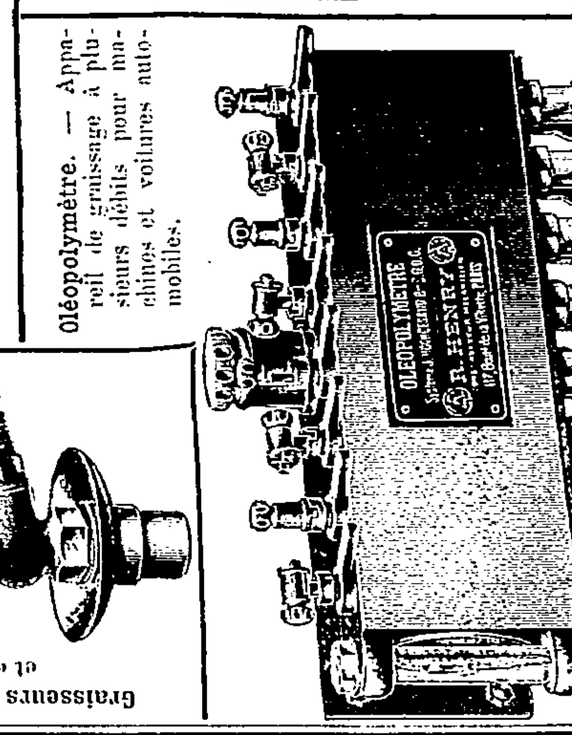
Compte-gouttes alimenté par un réservoir central s'appliquant sur paliers.



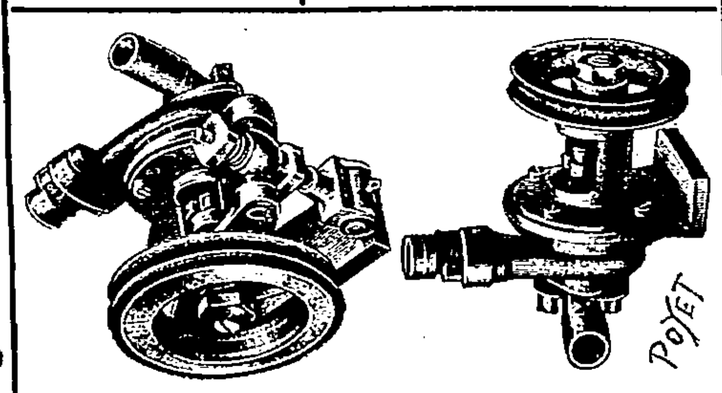
Pompes à engrenages de circulation d'eau pour voitures automobiles et circulation d'huile pour graissage central.



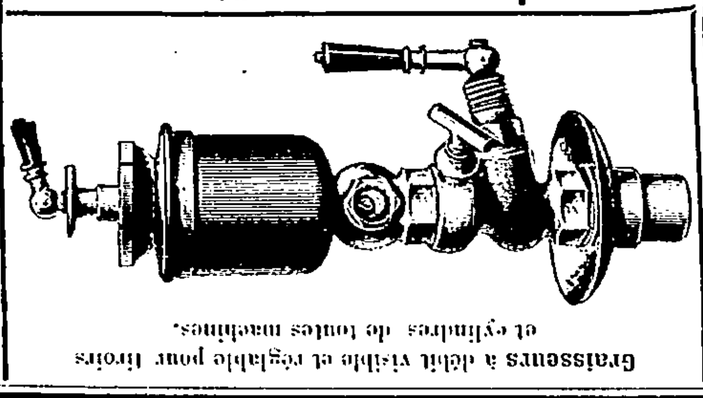
Graisseurs pour paliers et têtes de bielles.



Oléopolymètre. — Appareil de graissage à plusieurs débits pour machines et voitures automobiles.



Pompes centrifuges de circulation d'eau avec ou sans tendeur pour voitures automobiles.



Graisseurs à délit visible et réglable pour bielles et cylindres de toutes machines.

MAISON FARCOT FONDÉE EN 1823

GÉNÉRATEURS DE TOUS SYSTÈMES

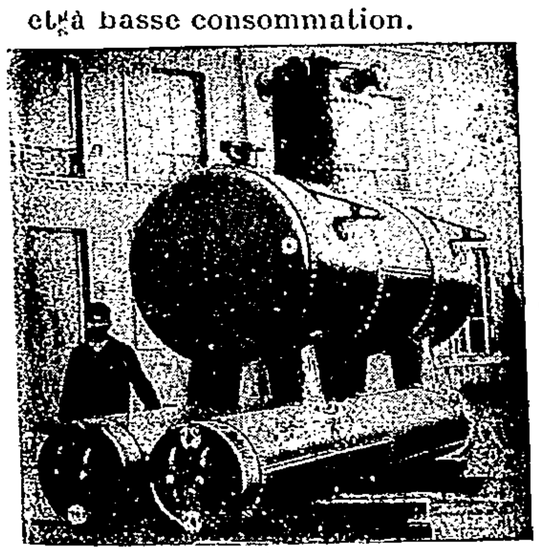
POMPES CENTRIFUGES à grand rendement
POMPES A PISTON

ETS JOSEPH FARCOT
FARCOT FRÈRES & CIE

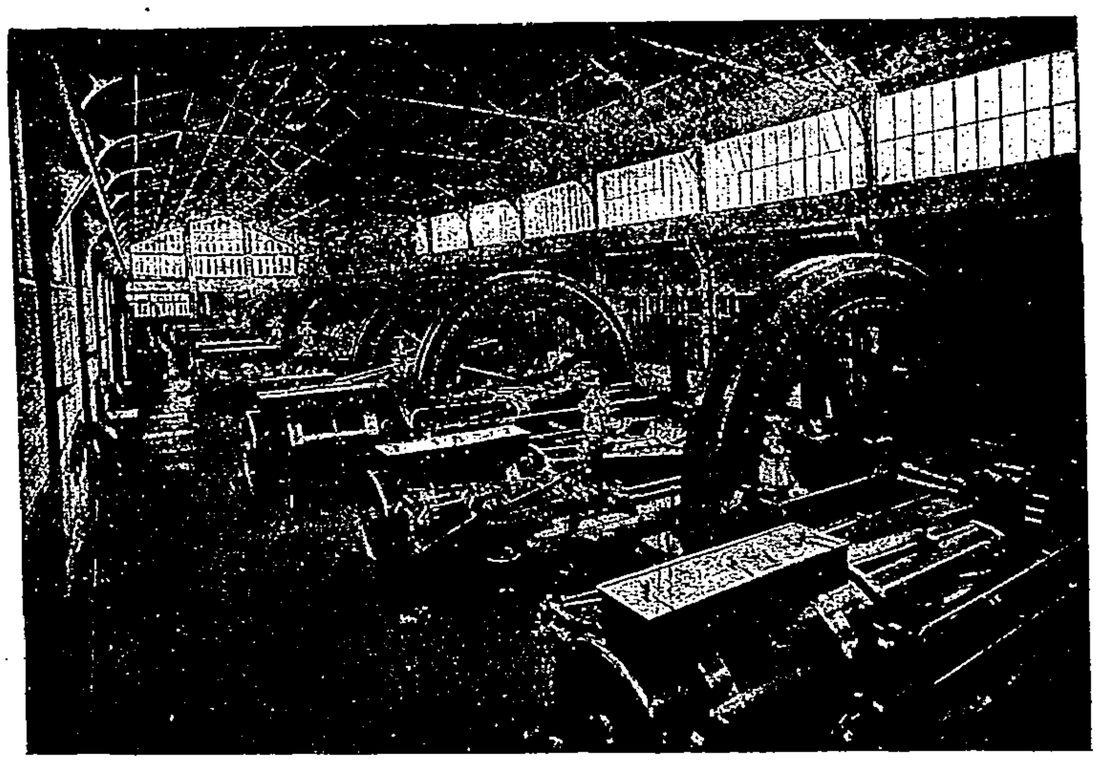
SAINT-OUEN-SUR-SEINE

Exposition Universelle. PARIS
1900
QUATRE GRANDS PRIX

MACHINES A VAPEUR
à grande vitesse
et à basse consommation.



TÉLÉPHONE 504-55



INSTALLATIONS DE STATIONS CENTRALES ÉLECTRIQUES

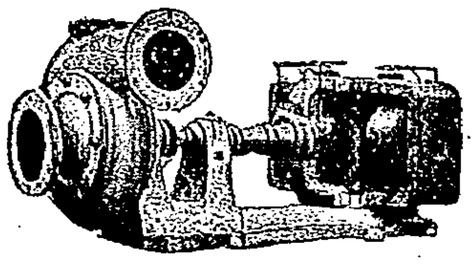
1855-1867-1878
GRANDS PRIX

1889
HORS CONCOURS

ÉCLAIRAGE
TRANSPORT DE FORCE

GENERATRICES & MOTEURS
courant continu et alternatif

TRANSFORMATEURS
Appareils de manutention

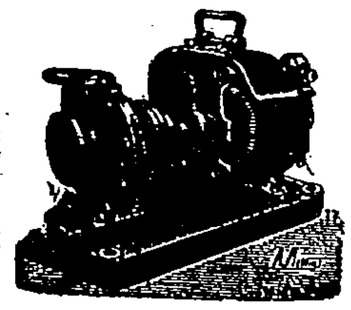


Adresse Télégraphique :
FARCOT, Saint-Ouen-sur-Seine

POMPES CENTRIFUGES

L. DUMONT, Constructeur

PARIS, 55, rue Sedaine.



ÉLÉVATIONS D'EAU D'USINES
POMPES D'ÉPUISEMENT
POMPES SPÉCIALES POUR BRASSERIES ET PAPETERIES

Spécialité de Pompes actionnées directement par Moteurs électriques

Élévations jusqu'à 100 mètres

CATALOGUE FRANCO SUR DEMANDE

A LOUER

AUTOGRAPHIE ET IMPRIMERIE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAVAUX PUBLICS
Maison fondée en 1859. — Ancienne Maison BROISE et L. COURTIER

L. COURTIER, INGÉNIEUR, Directeur de l'Album des Chemins de fer et des Travaux publics

Spécialité de dessins et levés de machines, *de Plans topographiques, Parcellaires, Cartes, Profils, Materiel de Chemins de fer, Architecture, Travaux d'Art, Cahiers des charges, Séries de Prix, Rapports, etc.*

Travaux en noir et en couleur. — Réductions et agrandissements photographiques. — Phototypie. — REPRODUCTIONS PAR LA LUMIÈRE DE DESSINS D'APRÈS CALQUES A L'ENCRE DE CHINE

CLICHÉS SUR ZINC ET SUR CUIVRE

DESSINATEUR-AUTOGRAPHE des Compagnies de chemins de fer, de la Ville de Paris, des Ministères des Travaux publics, de la Guerre, de la Marine et des Colonies, de l'Instruction publique et des Beaux-Arts, de l'Agriculture, du Commerce et de l'Industrie, des services des Ponts et Chaussées, de l'Assistance publique, des Écoles Polytechnique Centrale et Monge, etc., de Sociétés et de Journaux scientifiques, Chambres de commerce, etc.

IMPRIMERIE LITHOGRAPHIQUE ET TYPOGRAPHIQUE, 34, 41 et 45, rue de Dunkerque, PARIS.

BREVETS D'INVENTION C. MERVILLE

En France et à l'Étranger. - Marque de fabrique : 29, avenue de la République, PARIS

ÉTUDES. — PLANS

Vve Ch. DUNOD. Éditeur

Vient de paraître

LES

MACHINES-OUTILS

à l'Exposition de 1900

PAR

G. RICHARD

Ingénieur civil des Mines.

Un volume in-4°, avec 780 figures : 15 francs

PAUL KESTNER LILLE

22, Boulevard Vauban

Successeur de T. E. Wilson-Clyma

CONCENTRATION ÉCONOMIQUE DES LIQUIDES

SEXTUPLE EFFET YARYAN

CONCENTRATEUR A PÉCHAGE DE SEL

PRODUCTION ÉCONOMIQUE D'EAU DISTILLÉE

Eau potable pour les colonies, villes privées d'eau de source, etc.

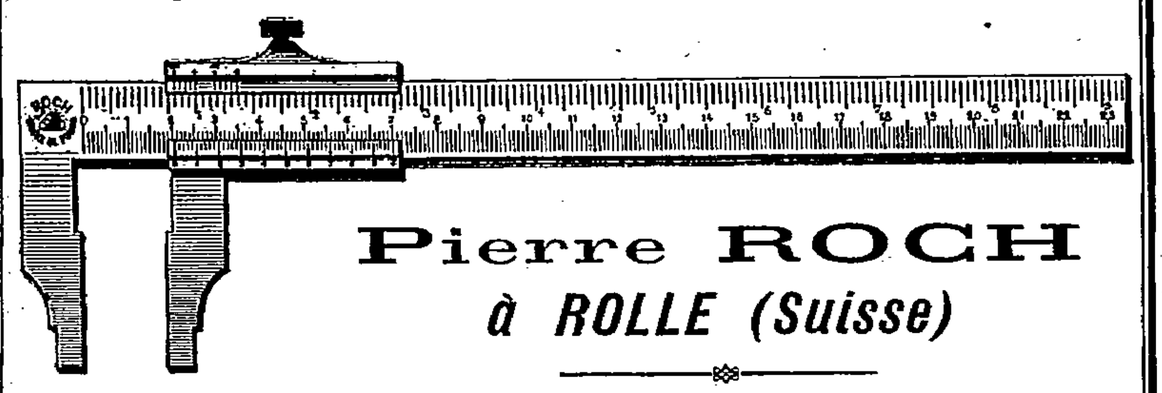
PLUSIEURS INSTALLATIONS DE 60 TONNES D'EAU POTABLE PAR JOUR

RÉALISÉES AUX COLONIES AVEC DÉPENSE DE 1 KG. DE CHARBON POUR 40 KG. D'EAU

Demander prospectus et Catalogues

Élévation de tous liquides par l'air comprimé.
Tirages artificiels forcés et induits pour chaudières à vapeur.
Réfrigérants à pluie pour eau de condensation.

FABRIQUE DE CALIBRES A COULISSE DE PRÉCISION



Pierre ROCH

à ROLLE (Suisse)

CALIBRES A COULISSE TOUT EN ACIER FORGÉ, BECS TREMPÉS ET RECTIFIÉS

Lecture de $^1/_{50}$ et de $^1/_{100}$ de millimètre

Envoi du catalogue gratis et franco sur demande

Georges ALEXIS-GODILLOT

PARIS — 2, Rue Blanche

UTILISATION DES MAUVAIS COMBUSTIBLES

Combustion méthodique, chauffage des générateurs avec combustibles ligneux ou minéraux, ténus, pauvres, humides, matières, encombrantes, résidus, fabrication.

Rendement supérieur. — Économie. — Sécurité. — Fumivorité.

APPLICATION : Tannée humide. — Copeaux de fabriques d'extraits. — Grignons d'olives. — Sciure de bois humide. — Copeaux de menuiserie. — Déchets de teillage. — Balle de riz. — Résidus de fabrication de sucre de canne, bagasse, cossette. — Houille, Coke. Anthracite, Lignite, Tourbe à l'état de poussière.

Médaille d'or : Anvers 1885. — Paris 1900.
Membre du Jury : Exposition Universelle, Paris 1889.

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

94, Rue d'Hauteville, PARIS, Xe

SEUL REPRÉSENTANT POUR LA FRANCE

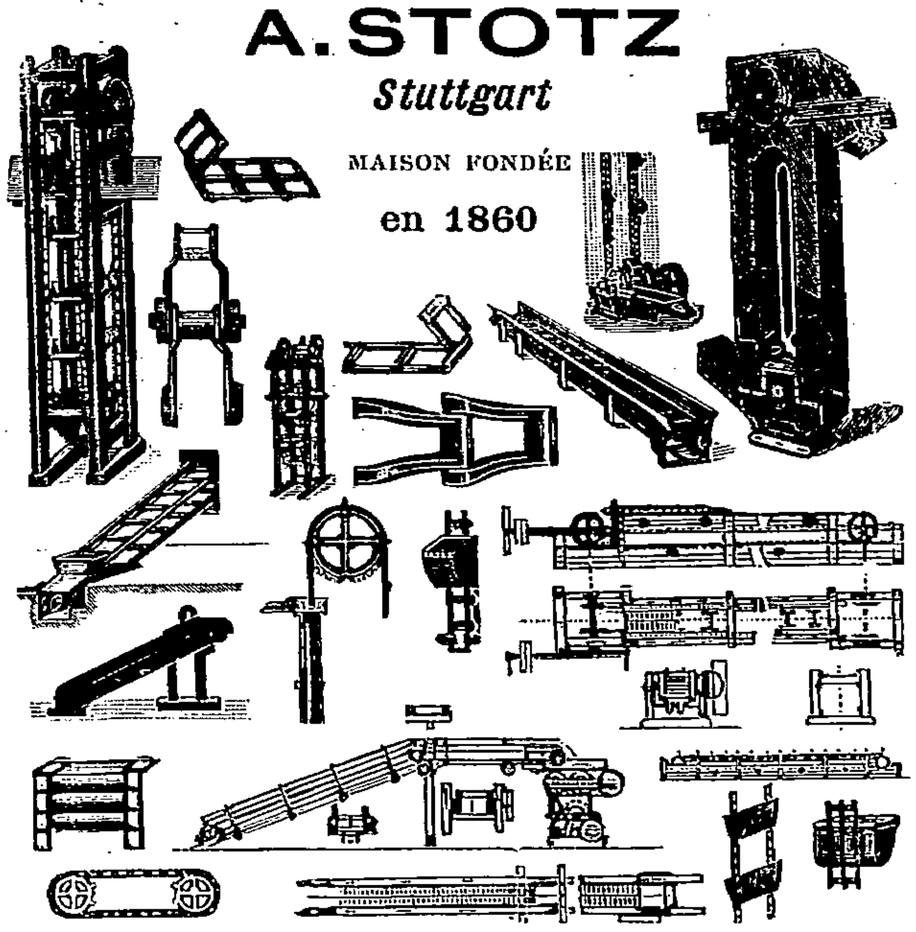
DE

A. STOTZ

Stuttgart

MAISON FONDÉE

en 1860



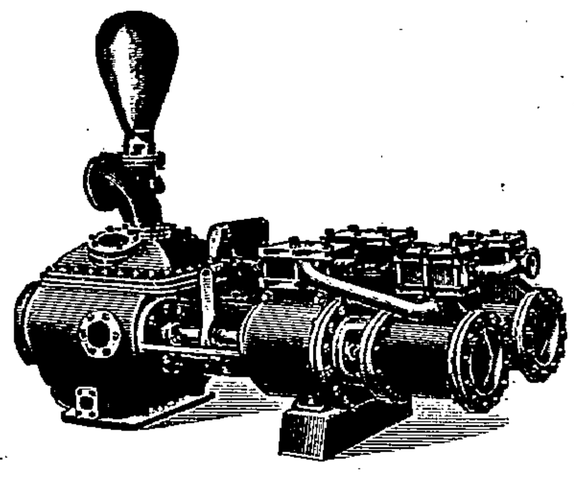
Installation de Transporteurs pour toutes industries. Élévateurs à godet, Transporteurs, vis d'Archimède, etc.

CHAINES DE TRANSMISSIONS AVEC ROUES

Catalogue et devis sur demande.

OTTO SCHWADE & Cie

36, Boulevard Richard-Lenoir, 36, PARIS



POMPES

à Vapeur, à Courroie et Electriques

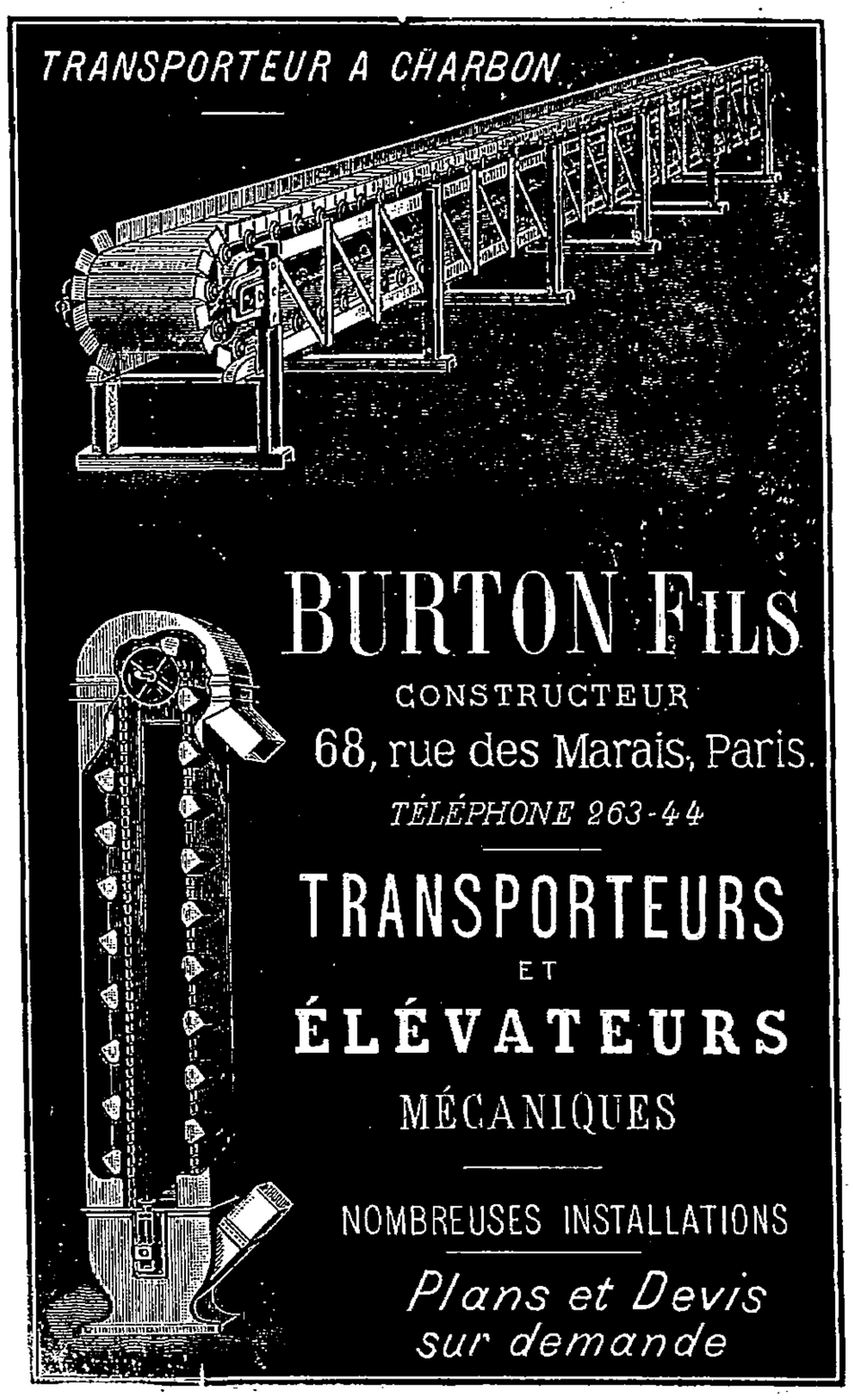
POUR TOUS USAGES

POMPES

a grande vitesse

POMPES CENTRIFUGES

à haute pression.



VIENT DE PARAITRE

à la Librairie Vve Ch. DUNOD, Éditeur

49, Quai des Grands-Augustins, PARIS (VIe)

40.000 Noms et Adresses

18e ANNÉE

ÉDITION de 1903

Mise à jour au 1er Octobre

1.141 Pages de Texte

ANNUAIRE MARCHAL

DES

CHEMINS DE FER

ET DES

TRAMWAYS

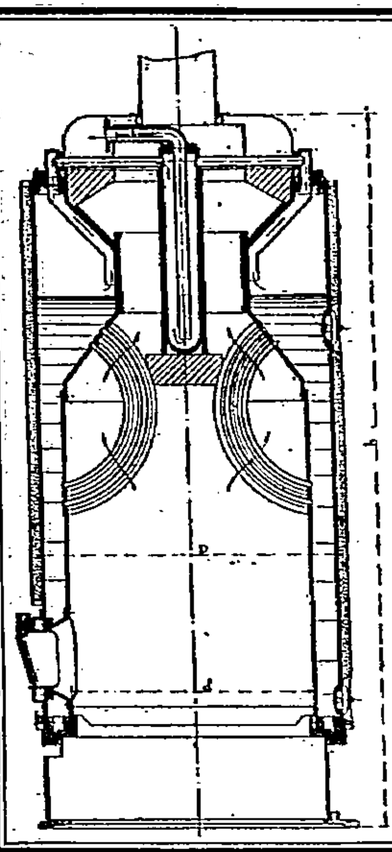
RÉDIGÉ D'APRÈS LES

Documents Officiels

Liste nominative
précisant l'emploi et la résidence de tous les Fonctionnaires
(Administrateurs, Ingénieurs, Chefs de service,
Inspecteurs, Chefs de Bureau, Chefs de section, Chefs de gare,
Employés principaux, etc.) des Chemins de fer
et des Tramways.
Renseignements techniques usuels, Législation, Tarifs
et distances

Un beau et fort volume grand in-8° de 1.141 pages de texte

Relié Toile pleine, Prix : **7 fr.** ; Franco : **7 fr. 85**



SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS ALTMANN (A. & M.)

18, rue de la Gare, LYON-VAISE Téléph. 18.07

GÉNÉRATEUR A TUBES A LAMES

Avec ou sans retour de flammes

Breveté S. G. D. G.

Économie de charbon, 10 à 20 °/₀ sur les chaudières les plus perfectionnées.
Encombrement réduit. Absence d'incrustations.

Production intense, sans agitation.

Vapeur sèche ou surchauffée. Agencement mécanique.
Pas de maçonnerie; démontage facile et rapide.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE

d'alimentation et de niveau,
sans mécanisme ni frottement; extrême simplicité, *fonctionnement rigoureux.*

MOTEUR ÉCONOMIQUE SILENCIEUX A GRANDE VITESSE

à vapeur saturée ou surchauffée (Breveté S. G. D. G.)

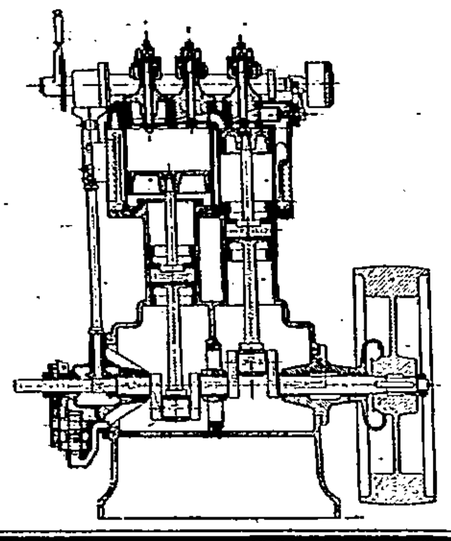
Grand rendement économique et mécanique

Aucune garniture; extrême propreté.

Distribution sans frottement
très simple, bien indépendante.

Détente variable
par régulateur sensible et puissant.
Écart de vitesse réduit au 1/100.
Chemise de vapeur.

Graissage automatique sous pression de tous les frottements.



FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Huiles et graisses industrielles — Piles et accessoires pour l'allumage électrique de moteur — Courroies en cuir et tissées — Produits d'amiante et de caoutchouc

P. REGNIER, *Rue Étienne-Dolet, 11,* PARIS

Téléphone 938.44

PRODUITS CALORIFUGES

pour haute et basse pression et contre le froid, en coquilles de liège et mastic plastiques, briques et carreaux de lièges agglomérés.

Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris.

LA MÉCANIQUE

A L'EXPOSITION DE 1900

Tome I.

I. — Installations mécaniques à l'Exposition.
II. — Chaudières à vapeur.
III. — Machines à vapeur.
IV. — Moteurs à gaz et à pétrole.
V. — Moteurs hydrauliques.

Tome II.

VI. — Pompes.
VII. — Régulateurs. Machines marines.
VIII. — Appareils de levage et de manutention.
IX. — Appareils de sécurité.
X. — Machines-outils.
XI. — Mécanique de la forge.

Tome III.

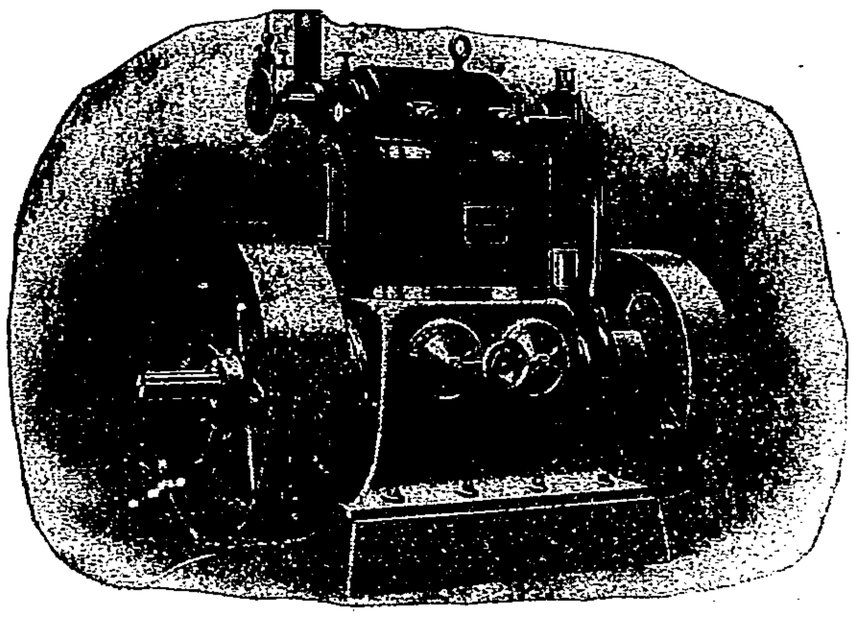
XII. — Exposition rétrospective.
XIII. — Machines frigorifiques.
XIV. — Matériel agricole.
XV. — Artillerie.
XVI. — Automobiles et cycles.
XVII. — Applications mécaniques de l'électricité.

3 beaux volumes formant ensemble 1.954 pages (32 × 22) avec 3.025 figures et 7 planches.

60 FRANCS

Le prix de la collection est payable à raison de 10 francs tous les mois sur des quittances présentées par la poste, ou au comptant à 54 francs net.

MOTEURS A GAZ Machines à Vapeur "WESTINGHOUSE"



Simples & Compound de 1/2 à 6000 chevaux

SIX MÉDAILLES D'OR. — GRAND PRIX. — DIPLOME D'HONNEUR

ÉCONOMIE, DURÉE, GRAISSAGE AUTOMATIQUE

Groupes électrogènes avec dynamos de tous systèmes, commande directe de pompes, ventilateurs, etc,,.. — *Installations industrielles.*

Compresseurs d'air. — Pompes à vides. — Pompes alimentaires.

R. ROGERS & CIE Ingénieurs Agents Exclusifs

1, rue Saint-Georges, PARIS

Adresse télégraphique : ROGWETS-PARIS. — Téléphone : 124-28

HERM. HARTUNG, constructeur, à **DUSSELDORF**

DE TEMPLE & WALCH, SUCC^RS

Société à responsabilité limitée.

Représentant pour la France : **F. SCHMIDT**

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

17, Boulevard Haussmann, PARIS (IXe)

SECTION I

SPÉCIALITÉ DE RÉGULATEURS

pour Machines à vapeur, Turbines à vapeur et hydrauliques. Moteurs à gaz, à pétrole et à alcool, etc.

RÉGULATEURS A RESSORT

avec articulations équilibrées à énergie progressive ou constante, maximum de sensibilité, minimum de frottement, régularité et uniformité les plus considérables atteintes jusqu'à ce jour.

RÉGULATEURS A RESSORT PSEUDOASTATIQUES

employés comme régulateurs à grande vitesse avec variation du nombre de tours de 200 % et plus.

RÉGULATEURS A BOULES

ET

VALVES RÉGULATRICES DE VAPEUR

15.000 appareils vendus jusqu'à présent.

APPAREILS DE SURETÉ

pour machines d'extraction « brevet SCHLUTER »

SECTION II

SPÉCIALITÉ D'OUTILS A AIR COMPRIMÉ

Marteaux pneumatiques, Machines à percer, Appareils de levage, Riveuses, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

GEO. CRADOCK and C^O

A WAKEFIELD (Angleterre)

FABRIQUE D'ACIERS AU CREUSET POUR TOUS USAGES

TRÉFILERIE

Câbles métalliques

En fils d'acier à grande résistance pour Mines.

Et toutes Applications industrielles :

EXTRACTION, PLANS INCLINÉS, TRAMWAYS
TRANSPORTS AÉRIENS
TRANSMISSIONS TÉLEDYNAMIQUES
LABOURAGE A VAPEUR, etc., etc.

CABLES DE FONÇAGE

de construction spéciale

SUPPRIMANT LA GIRATION

CABLES

construits suivant le système LANG, breveté : usure mieux répartie, flexibilité plus grande, durée considérable.

AGENTS GÉNÉRAUX

Et concessionnaires exclusifs pour la France et la Belgique

PELON & ROGER

INGÉNIEURS E. C. P.

PARIS, 76, Avenue de la République, 76, PARIS

CONDENSEURS "UNION" SYSTÈME BURNHAM

Fonctionnement économique et sans choc

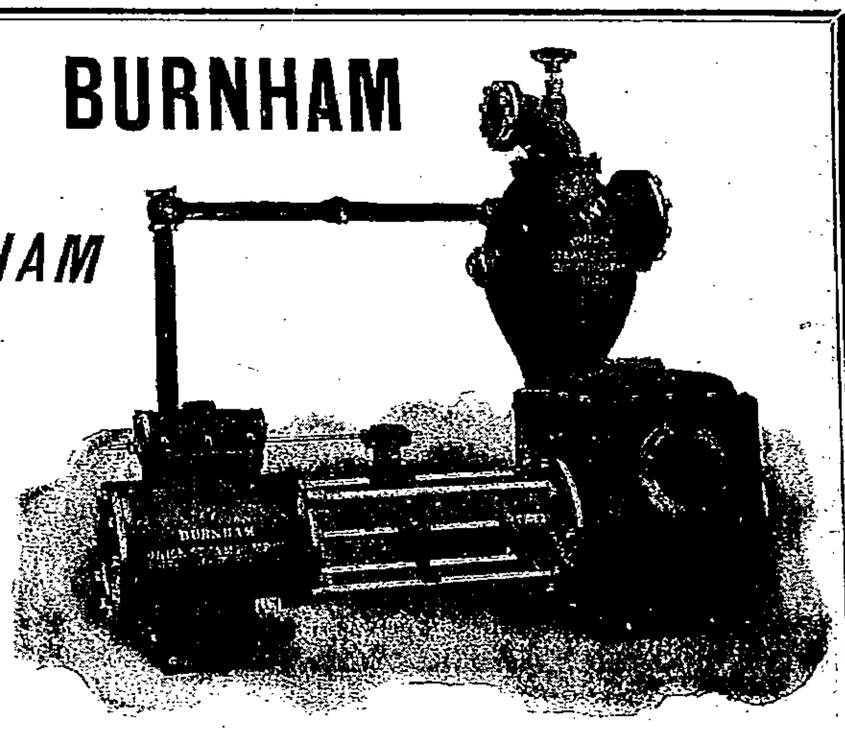
Pompes alimentaires "UNION" Système BURNHAM

Pour tous débits

POMPES CENTRIFUGES

POMPES par COURROIE

Pour l'air, le vide et l'eau



R. ROGERS & CIE, Ingénieurs Agents Exclusifs

1, rue SAINT-GEORGES, *PARIS*

BREVETS | CABINET de BREVETS d'INVENTION Fondé en 1819 | MARQUES

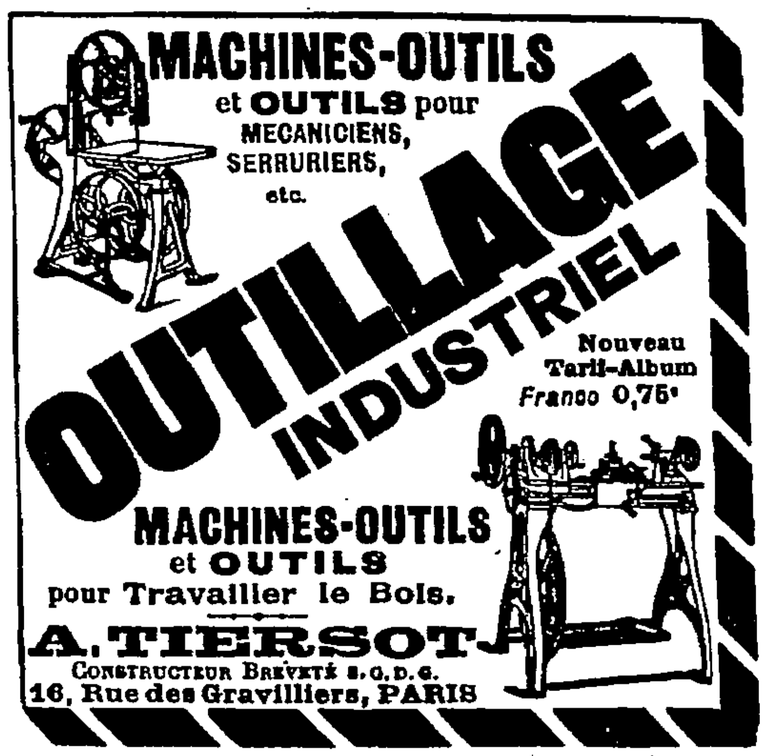
Me SAUTTER & DE MESTRAL

G. & P. DE MESTRAL SUCCESSEURS

INGENIEURS-CONSEILS

21 - RUE DE LA ROCHEFOUCAULD - 21

DESSINS | PARIS | MODELES



AGENDAS DUNOD

POUR 1904 (26e ÉDITION)

Sept petits volumes à **2** fr. **50** chacun.

Construction — Électricité
Mines et Métallurgie — Chimie
Mécanique — Chemins de Fer
Usines et Manufactures

VENTILATEUR E. FARCOT FILS

A Haute, Moyenne ou Basse Pression

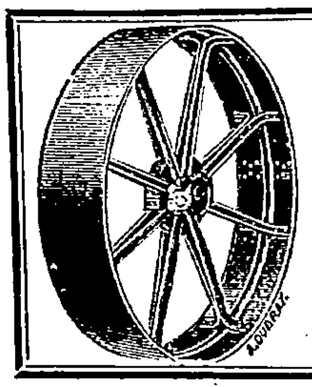
POUR

Forges, Fonderies, Aciéries, Aspirations des fumées, gaz chauds etc. Tirage soufflé ou aspiré des générateurs. Fours à réchauffer ou à puddler. Ventilation des Filatures Tissages Ateliers Édifices Aspiration des buées, vapeurs, Séchage de colle, papiers, cartons, cuirs et de toutes matières.

Ventilateurs électriques. — Ventilateurs à vapeur. — Déplaceurs d'air. — Ventilateurs à bras. — Ventilateurs de mines. — Élévateurs-transporteurs pneumatiques de train et matières légères. — Installations de brasseries et malteries.

Correspondance : 189, Rue Lafayette, PARIS
Bureaux et Ateliers : 163, avenue de Paris, Plaine St-Denis

ENVOI FRANCO DU CATALOGUE



Ancienne Maison Ant. BRANCHER

POULIES EN FER

Pour courroies et câbles

EMBRAYAGE ÉLASTIQUE BREVETÉ

Organes de transmission *mécanique*

A. TAVEAU — INGÉNIEUR E.C.P. CONSTRUCTEUR

7, *Passage Piver, PARIS.* TÉLÉPHONE 935.52

REVUE GÉNÉRALE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAMWAYS

MÉMOIRES ET DOCUMENTS CONCERNANT *l'Etablissement, la Construction et l'Exploitation technique et commerciale des voies ferrées.*

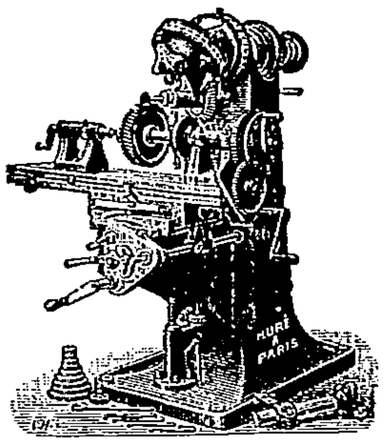
Abonnement : France : **25** fr. ; Étranger : **28** fr.

Un numéro spécimen est envoyé contre 0 f. 50 (frais d'envoi) sur demande adressée à la librairie Vve CH. DUNOD, Éditeur, 49, quai des Grands-Augustins, Paris.

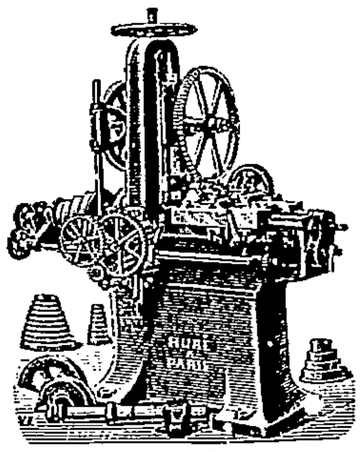
MACHINES-OUTILS Perfectionnées — **P. HURÉ** — OUTILLAGE pour Métaux

218, rue Lafayette, 218

PARIS



Fraiseuse universelle à arbre unique

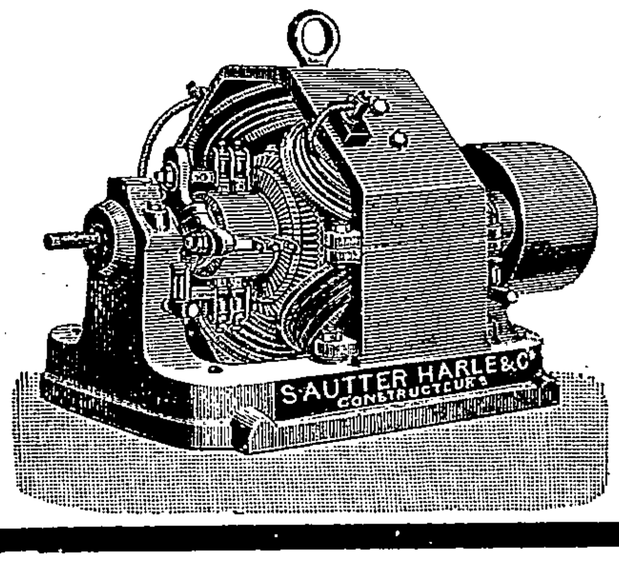


Machine à tailler les engrenages automatiquement

SAUTTER, HARLÉ & Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

26, Avenue de Suffren. PARIS



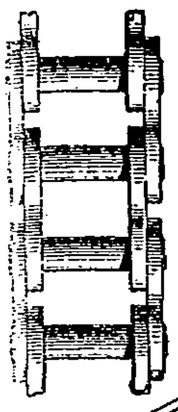
DYNAMOS GÉNÉRATRICES RÉCEPTRICES

MOTEURS A VAPEUR SPÉCIAUX

POUR LA COMMANDE DIRECTE DES DYNAMOS

APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

PARIS. — 84, rue Oberkampf. — PARIS



Chaines Galle & Vaucanson

POUR

TOUS USAGES

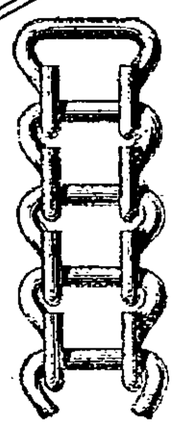
Ancienne Maison GALLE

E. BENOIT

Successeur

DES MAISONS

GOUVERNET & VAUTIER-GUYOT



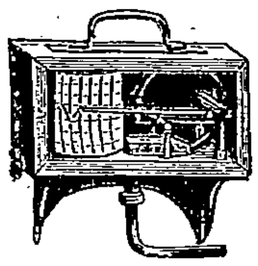
CHAINES SPÉCIALES pour AUTOMOBILES

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900. — 5 GRANDS PRIX, 5 MEDAILLES D'OR

APPAREILS de MESURE et de CONTROLE

SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELS

Adoptés par la Marine, les Ponts et Chaussées, les Chemins de fer, l'Assistance publique, le Bureau central météorologique de France, etc. — Enregistreurs appliqués à toutes les branches de l'Industrie, Chimie, Médecine, Électricité. — Chauffage, Mécanique, Météorologie, etc. — Baromètres, Thermomètres, Hygromètres, Indicateurs de niveau, Indicateurs à distance, Manomètres, Marégraphes, Anémomètres, Scrutateurs, Ampèremètres, Voltmètres, Chronographes, Contrôleurs de ronde.



Manomètre Enregistreur

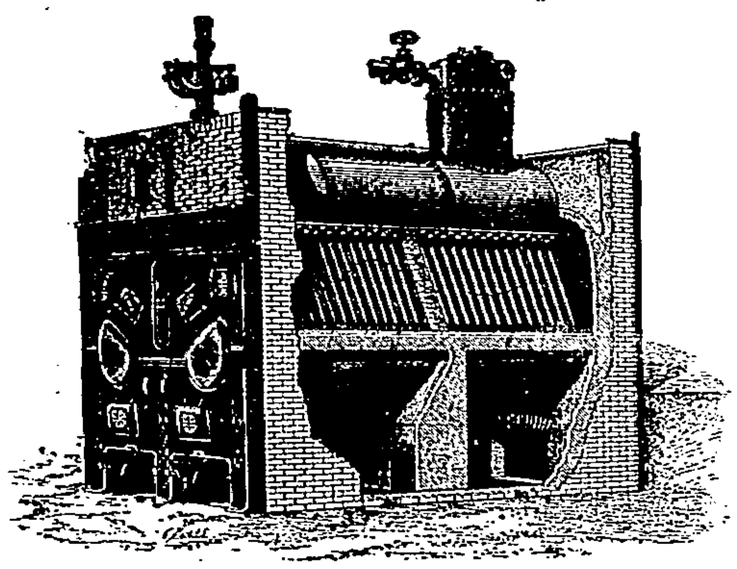
Maison RICHARD Frères. — J. RICHARD Sr

25, Rue Mélingue, PARIS (Belleville)

Société Anonyme des Chaudières et Appareils Économiques

CAPITAL 1.000.000 FRANCS

SIÉGE SOCIAL : 34, Rue de Provence, Paris. — Téléphone 210.65.



CHAUDIÈRES SEMI-MULTITUBULAIRES applicables à toutes les industries.

BREVETÉES EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

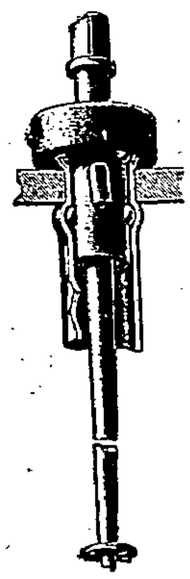
Grand volume d'eau. Maximum de vaporisation. Économie de combustible.
Sécurité absolue, Facilité de conduite, d'entretien et de nettoyage.

ÉCONOMISEUR — RÉCHAUFFEUR D'EAU D'ALIMENTATION

MANDRIN PERFECTIONNÉ

pour le dudgeonnage des tubes de chaudières.

Prospectus et Renseignements sur demande.



L. PÂRIS & Cie

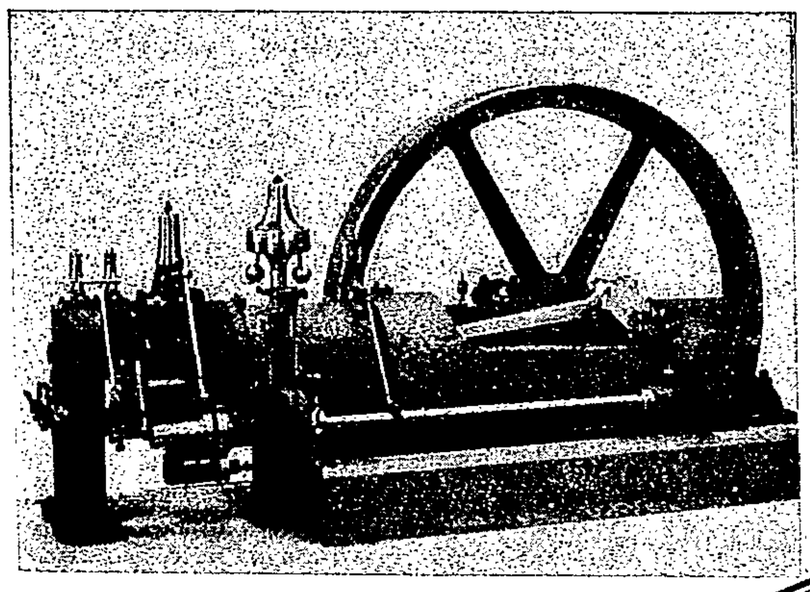
INGÉNIEURS-MÉCANICIENS

19, rue Montéra. -- PARIS

PALANS PARIS A VIS TANGENTE EN DESSOUS
CRICS — TREUILS — MONTE-CHARGES
PONTS-ROULANTS — GRUES — VÉRINS

LOCATION D'APPAREILS PUISSANTS. — FABRIQUE DE CHAINES

Palans de tous systèmes



AGENCE GÉNÉRALE :

60, Rue de Provence, 60

PARIS

SOCIÉTÉ ANONYME DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE D'ANZIN

MOTEURS WINTERTHUR

de 1 à 1.000 chevaux

GAZ DE VILLE

GAZ PAUVRE

GAZ DE HAUTS-FOURNEAUX

ESSENCE — PÉTROLE — ALCOOL

Les mieux construits. — Les plus perfectionnés.

Bureaux : 94, Rue d'Hauteville — PARIS (Xe)

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

MACHINES-OUTILS

Courantes et Spéciales

EN TOUS GENRES

Envoi des Catalogues Spéciaux

FRANCO SUR DEMANDE

EXPOSITION UNIVERSELLE : PARIS 1900, HORS CONCOURS, MEMBRE DU JURY

Société Anonyme Française STERN-SONNEBORN

Au capital de 650.000 fr.

Anciens établissements STERN Frères et Cie

A PANTIN PRÈS PARIS.

MARQUE STE DÉPOSÉE

"HUILE STERNOLINE"

pour cylindres à vapeur, tiroirs, organes de machines, transmissions, etc

HUILE SOLUBLE DANS L'EAU

pour taraudée, percer, forer et pour cylindres à air

GRAISSES SPÉCIALES POUR CABLES

métalliques, en chanvre, manille ou coton

GRAISSE ADHÉRENTE

en pains, pour courroies, en cuir, coton, poils de chameau, etc.

Graisse consistante

ENDUIT ÉLASTIQUE

pour engrenages

GRAISSE UNIVERSELLE

"Glandoline"

pour chaudières tubulaires, robinets, écrous, boulons, etc.

RÉFRIGERANT DES COUSSINETS ÉCHAUFFÉS

PATE ANTIFRICTION "STERN"

pour boîtes à bourrages et tiges de pistons

CARBOLINEUM "STERN"

Enduit hydrofuge antiseptique pour la conservation du bois.

GRAISSES SPÉCIALES POUR TOURILLONS.

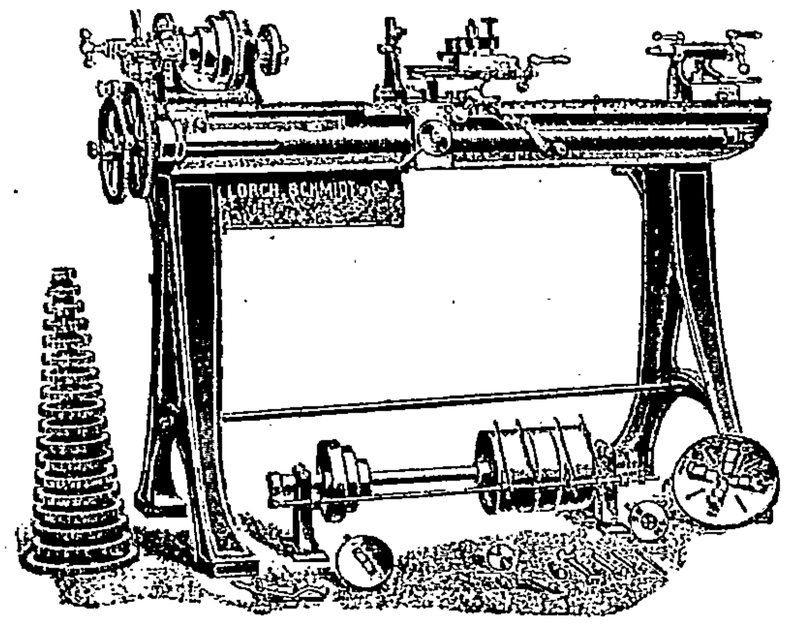
DIPLÔME DE GRAND PRIX & MÉDAILLES D'OR AUX EXPOSITIONS UNIVERSELLES

TOURS DE PRÉCISION LORCH

POUR PETITE ET GROSSE MÉCANIQUE

Tours à tourner, à fileter à Manchons et Parallèles

Envoi du Prix-courant illustré, franco sur demande



AGENTS DÉPOSITAIRES

Henri PICARD & Frère

131, Boulevard Sébastopol

PARIS

APPAREILS DE LEVAGE

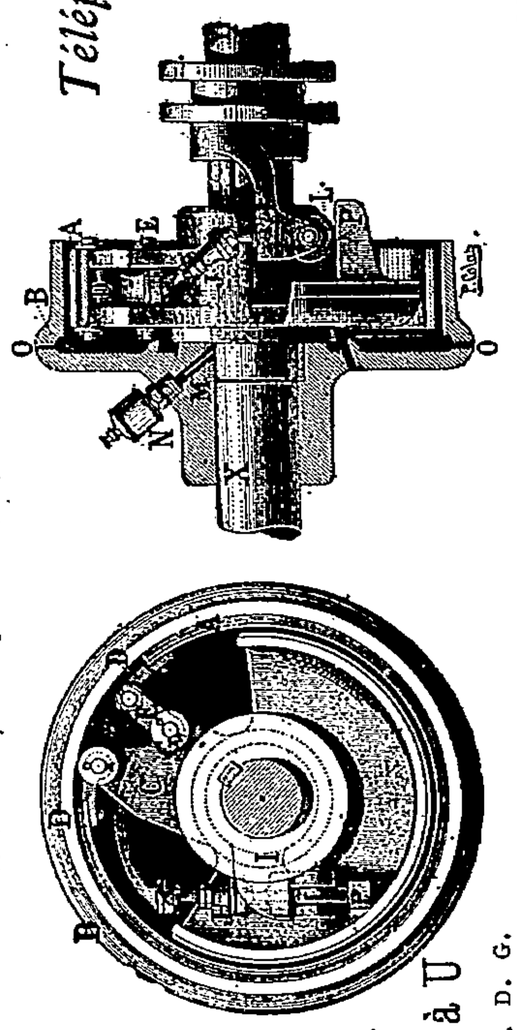
à bras électriques ou à vapeur

Systèmes Mégy et autres.

EMBRAYAGES A FRICTION

Rationnels, Progressifs, (Brevetés S. G. D. G.)

Téléphone 533.16



Poulies en fer à bras en fer à U

BREVETÉ S. G. D. G.

TRANSMISSIONS PALIERS-GRAISSEURS

Ingénieur-Constructeur (A. et M.), 49, rue des Cloys.

Ancienne maison Merlot, PARIS.

J. BONNAFOUS

TABLE ALPHABÉTIQUE DES ANNONCES

	PAGES
Alexis-Godillot (G.)	14
Andernach (A.-W.)	10
Benoît (E.)	1
Bernier (Vve et Co)	Couverture
Biétrix, Leflaive et Cie	Couverture
Bonnafous	2
Bonvillain	7
Boulte, Larbodière et Cie	10
Burton fils	15
Chalanqui Beuret	6
Cie de Fives-Lille	Couverture
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston	6
Cie industrielle des procédés Raoul Pictet	12
Cie Magnolia	10
Courtier	14
Demoor	4
Despaigne (H.)	6
Dumont (L.)	14
Elwell (Etablissements)	12
Farcot (E.)	16
Farcot frères et Cie	13
Fabriques réunies d'émeri et de machines	7
Henry (R.)	13
Huré (P)	16
Kestner (Paul)	14
Klepp	6
Lejeune (Marcel)	Couverture
Merville (C.)	14
Mestral (G. et P. de)	16
Michelin	Couverture
Muller et Roger	5
Munzing et Cie	3
Naeyer (de) et Cie	Couverture
Pâris (L.) et Cie	1
Pelon et Roger	9
Picard (Henri) et frère	2
Pinette (G.)	4
Poillon (Edouard)	5
Prat (Louis)	11
Progrès industriel	15
Régnier (P.)	16
Richard (J.)	1
Roch (Pierre)	14
Rogers (R.) et Cie	9
Sautter, Harlé et Cie	16
Schwade (Otto) et Cie	15
Schwoerer (Emile)	Couverture
Sloan et Cie	3
Société alsacienne de Constructions Mécaniques	1
Société anonyme des chaudières et appareils économiques	1
Société anonyme de Mécanique industrielle d'Anzin	10
Société des générateurs Altmann	8
Société française du Métal anti-friction glacier	8
Société française des pompes Worthington	6
Société de Laval	2
Stern Frères et Cie	8
Strube et fils	16
Taveau	9
Temple et Walch (De)	16
Tiersot (A.)	Couverture
Wanner et Cie	Couverture

RÉPERTOIRE PAR SPECIALITÉS

DES

PRINCIPAUX FOURNISSEURS DE LA CONSTRUCTION MÉCANIQUE

ACCESSOIRES POUR CHAUDIÈRES ET MACHINES A VAPEUR

PAGES

Alexis Godillot (G.) 14
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Klepp 6
Michelin ..... Couverture
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3
Poillon (Edouard) 5
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

AGRAFES POUR COURROIES

Wanner et Cie ..... Couverture

ANTI-FRICTION

Cie Magnolia 10

APPAREILS A AIR COMPRIMÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 17

APPAREILS DE LEVAGE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Bonnafous 2
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Paris (L.) et Cie 1
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

APPAREILS DE MESURE

Richard (J.) 1

APPAREILS DE PRÉCISION

Richard (J.) 1

APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston 6
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

BREVETS D'INVENTION

Merville (C.) 14
Mestral (G. et P. de) 16

BRONZE

Chalanqui Beuret 6

BRONZE PHOSPHOREUX

Muller et Roger 5

CABLES MÉTALLIQUES

PAGES

Pelon et Roger 9

CALIBRES A COULISSES

Roch (Pierre) 14

CAOUTCHOUC MANUFACTURÉ

Michelin ..... Couverture

CARTON BITUMÉ

Andernach (A.-W.) 10

CHAINES

Benoît (E.) 1
Pâris (L.) et Cie 1

CHAUDIÈRES

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Munzing et Cie 3
Naeyer (de) et Cie ..... Couverture
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11
Société anonyme des Chaudières et Appareils économiques 1

CHAUDRONNERIE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

Munzing et Cie 3

CIMENT VOLCANIQUE

Andernach (A.-W.) 10

COMPRESSEURS D'AIR

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Elwell 12
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 9

CONDENSEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Boulte, Larbodière et Cie 10

COURROIES

Regnier 16
Wanner et Cie ..... Couverture

CRICS

Bonnafous 2
Pâris (L.) et Cie 1
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

DÉTENDEURS

PAGES

Klepp 6
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3

EAU DISTILLÉE

Kestner (P) 14

ÉLECTRICITÉ

Cie de Fives-Lille ..... Couverture
Cie franç. pour l'Exploitation des procédés Thomson-Houston 6
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne de Constructions Mécaniques 11

ÉLÉVATEURS-TRANSPORTEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot (E.) 16

EMBRAYAGES ET DÉBRAYAGES

Bonnafous 2
Taveau 16

ENGRENAGES

Lejeune (Marcel) ..... Couverture

FONDEURS EN CUIVRE

Muller et Roger 5

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Munzing et Cie 3
Regnier 16
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

FOYERS POUR CHAUDIÈRES

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5

FUMIVORITÉ

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5
Prat (Louis) 11

GÉNÉRATEURS

Société des générateurs Altmann 10

GRAISSEURS

Henry (R.) 13
Munzing et Cie 3
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

GRILLES DE FOYERS

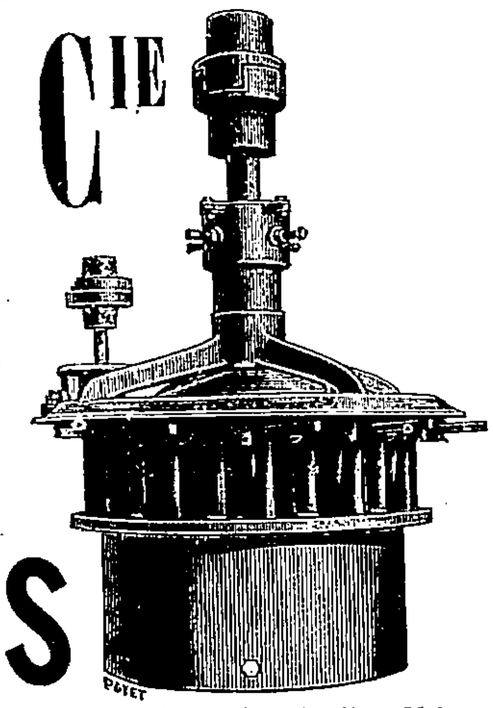
Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon (Edouard) 5

SLOAN ET Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

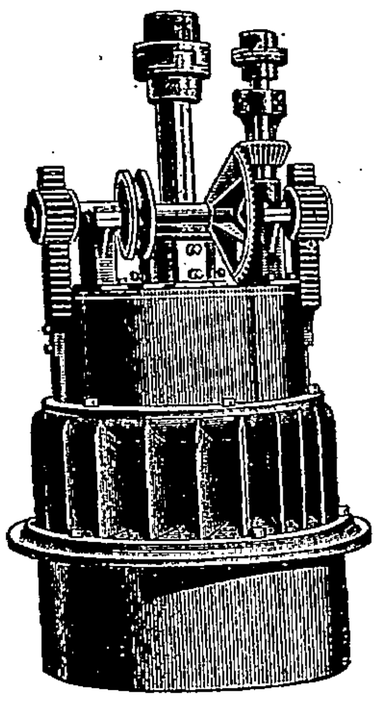
17, rue du Louvre, PARIS

(TÉLÉPHONE)



TURBINES

TURBINE TYPE N S.



TURBINE TYPE M C.

AMERICA

Pour débits variables, hautes et basses chutes

RENDEMENT GARANTI AU FREIN

80 à 85 %

Supérieur à celui de tout autre système en usage.

LES ROUES SONT COULÉES D'UNE SEULE PIÈCE

GRANDE RÉGULARITÉ DE MARCHE

LIVRAISON RAPIDE — PRIX MODÉRÉS

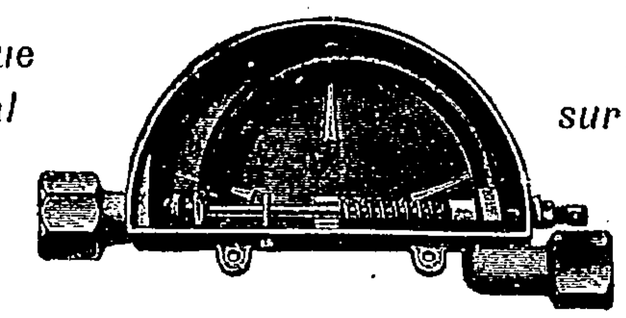
Catalogues et circulaires sur demande

MUNZING & Cie

29, rue des Petites-Écuries. — PARIS

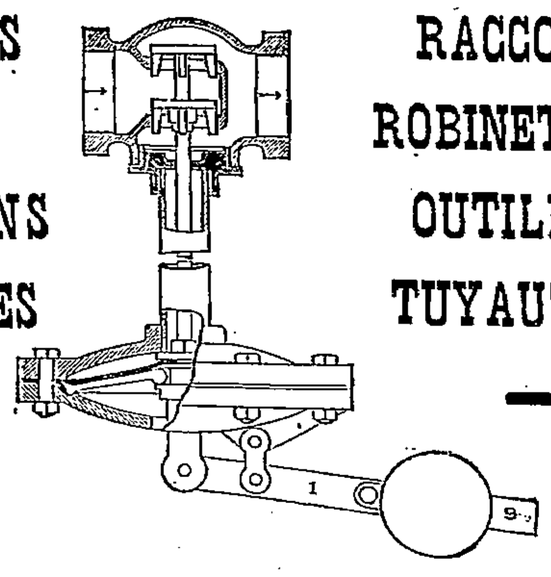
LONDRES — NEW-YORK

Catalogue Général

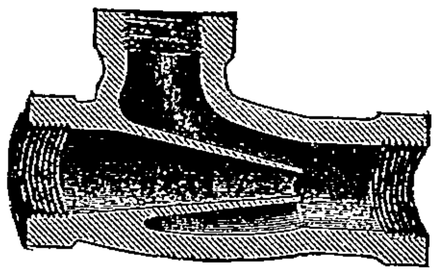


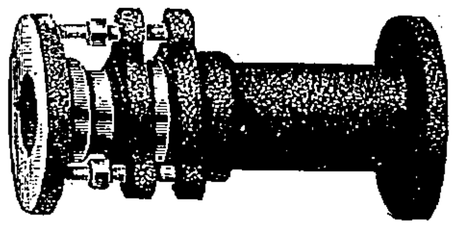
Franco sur demande

ACCESSOIRES POUR INSTALLATIONS INDUSTRIELLES



RACCORDS ROBINETTERIE OUTILLAGE TUYAUTERIE





G. PINETTE, CHALON-S-SAONE

MAISON FONDÉE EN 1830

Surface occupée par les usines : 3 hectares

Personnel : 350 ouvriers

EXPOSITIONS UNIVERSELLES PARIS

1878, Médaille d'Argent.

1889, 2 Médailles d'Or. — Croix de la Légion d'Honneur

1900, Grand Prix, Médaille d'Or

MATÉRIEL POUR MINES

Appareils ÉLECTRIQUES, à vapeur et à air comprimé

TREUILS DE DIVERS TYPES

POMPES SOUTERRAINES ET AUTRES

VENTILATEURS SYST. GENESTE-HERSCHER

pour le jour et pour le fond

COMPRESSEURS D'AIR SYST. WEISS — PERFORATRICES & BOSSEYEUSES

CASSE-COKE & CASSE-CHARBON

Crible giratoire Système COXE

INSTALLATIONS COMPLETES

de cassage, criblage et lavage, de sièges d'extraction, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CONDENSATIONS CENTRALES

MATÉRIEL POUR TUILERIES ET BRIQUETERIES

BROYEURS, MALAXEURS

MACHINES A ÉTIRER

Presses à friction

PRESSES A CINQ PANS

à simple et à double pression.

PRESSES POUR BRIQUES

Presse spéciale pour carreaux

MACHINES A TUYAUX

MOULES, FILIÈRES, MONTE-CHARGES, TOILES SANS FIN, ETC.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

de Tuileries et briqueteries, Fabriques de Briques réfractaires, Fabriques de briques de Laitier, etc

MACHINES A VAPEUR, CHAUDIÈRES, TRANSMISSIONS, ETC.

MACHINE A ÉCRIRE PERFECTIONNÉE

La Société THE KAUFFMANN TYPEWRITER COMPANY, désirant donner de l'extension au système perfectionné de machine à écrire qui a fait l'objet de son Brevet français du 17 Janvier 1902, N° 317.867, serait disposée à accorder des licences d'exploitation ou à céder totalement ou partiellement son Brevet.

Pour tous renseignements, s'adresser à la Société THE KAUFFMANN TYPEWRITER COMPANY, à Cleveland (Etats Unis d'Amérique) ou à M. ARMENGAUD JEUNE, ingénieur-conseil, 23, Boulevard de Strasbourg, à Paris.

BAGUE GARNITURE MÉTALLIQUE

Bourrée de plombagine pour boîte à bourrage

M. M.-M. Bach, propriétaire du brevet français N° 318.540, s'entendrait avec des industriels pour l'exploitation de son invention en France.

Pour renseignements, s'adresser à M. M.-M. Bach, 28, Leibnizstrasse Charlottenbourg - Berlin.

ATELIERS DEMOOR

(FIRME J. & M. DEMOOR, H. DEMOOR & Cie SUCCRS)

299, Chaussée d'Anvers

BRUXELLES

Adresse télégraphique : **Ateliers-Demoor-Bruxelles**

TÉLÉPHONE 1622

Représentant général pour la France :

H. LEVEUGLE, INGÉNIEUR

185, Boulevard Voltaire, PARIS

CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

MACHINES-OUTILS

POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX

Exposition Universelle Paris 1889-1900, MÉDAILLE D'OR

Exposition Universelle Anvers 1894, GRAND PRIX

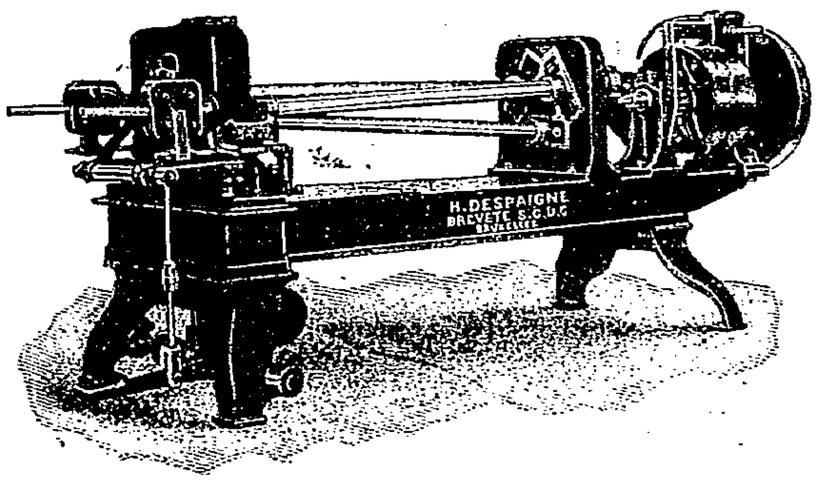
Exposition Universelle Bruxelles 1897, HORS CONCOURS

CONSTRUCTION DE MACHINES SPÉCIALES

ET

Entreprise générale d'Installations Industrielles

Pour fabrique de : boulons, écrous, rivets, crampons, tire-fonds, limes, tubes étirés, fers à cheval, vis à glace, clous à ferrer, clous de chaussures, vis à bois, pièces estampées en tous genres, pointes de Paris, chevilles, semences, grillages, ronces artificielles, clous dorés, tréfileuses, etc., etc.



MACHINES-OUTILS DIVERSES

Machines-outils spécialement étudiées et construites pour la production en masse de pièces ouvrées de petites et moyennes dimensions.

Etude et construction de toutes machines nouvelles pour fabrication de pièces diverses suivant échantillons ou croquis.

H. DESPAIGNE

Ingénieur-Constructeur

BUREAUX

BRUXELLES

148, rue Berckmans

Téléphone n° 320.

Adresse télégraphique : DESPAIGNE-BRUXELLES

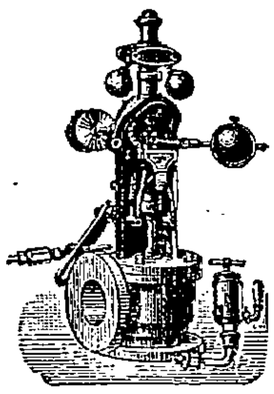
Codes Used Lieber's The Engineering A. B. C. A. I.

Ateliers : ANDERLECHT — BRUXELLES

W. KLEPP

Successeur de **HOEFERT & PAASCH**

54, Boulevard Richard-Lenoir, PARIS

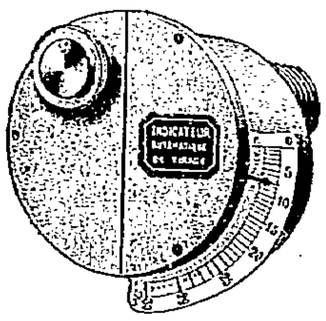


CONSTRUCTION

générale

D'APPAREILS ACCESSOIRES

pour chaudières et machines à vapeur



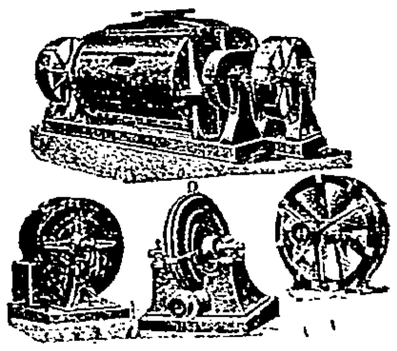
RÉGULATEURS D'EXPANSION

(Appareils à détente)

donne aux machines à tiroir simple, les avantages de la distribution *Corliss*.

DÉTENDEURS DE VAPEUR

Purgeurs automatiques,



Indicateurs de tirage
Pyromètres
Analyseurs de gaz
} pour le contrôle de la chauffe dans les foyers industriels

POMPES

à vapeur, rotatives et demi-rotatives

Pulsomètres à distribution économique

APPAREILS A JET DE VAPEUR

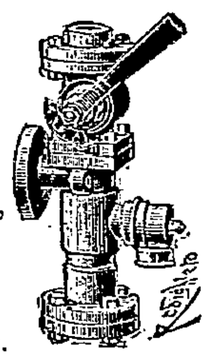
Injecteurs d'alimentation

VENTILATEURS

Centrifuges

et Système ROOT

Pour forges et fonderies, machines à jet de sable, chauffage, séchage, aspiration de poussières, etc.



Envoi du tarif sur demande

Marque *Déposée*

L'EMPLOI DU BRONZE BEURET

Offre tous les avantages des Métaux blancs (dits antifriction) et des Bronzes, sans en avoir les inconvénients

(Essais Officiels du Laboratoire de l'État)

CHALANQUI BEURET

47, rue de Châteaudun, PARIS

TÉLÉPHONE 241-37

Compagnie Française pour l'Exploitation des procédés

THOMSON-HOUSTON

Capital : 40 Millions

10, RUE DE LONDRES, PARIS

Éclairage à arc et à incandescence

DYNAMOS—MOTEURS—TRANSFORMATEURS

Transport de Force

LOCOMOTIVES BASSES POUR MINES

PONTS ROULANTS ET TOURNANTS

Haveuses — Perforatrices

TRACTION ÉLECTRIQUE

ATELIERS DE CONSTRUCTION : *41, rue des Volontaires, PARIS*

SOCIÉTÉ DE LAVAL

48, rue de la Victoire, PARIS

EXPOSITION UNIVERSELLE 1900

Hors Concours. Membre du Jury

TURBINES

à Vapeur

DE

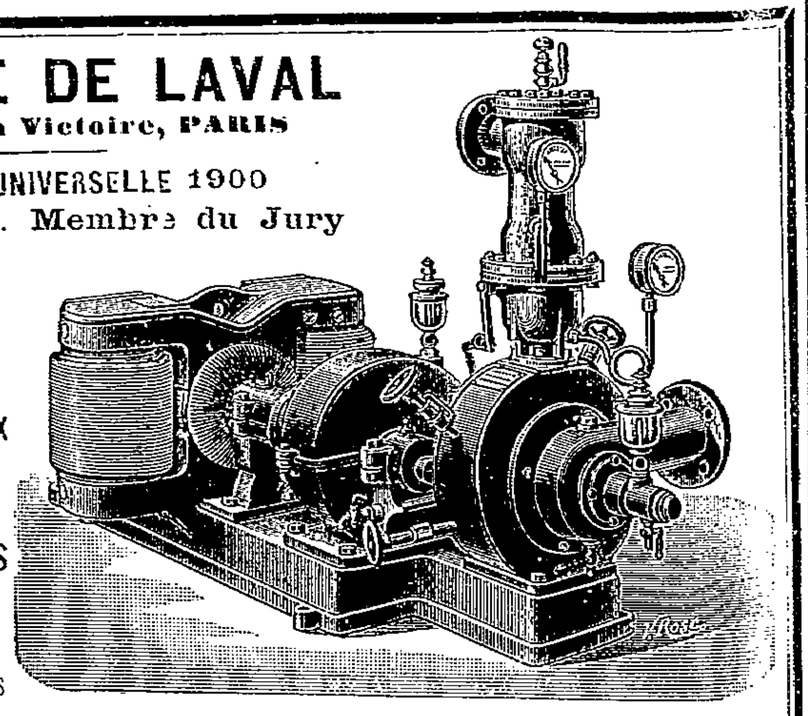
5 A 1.000 CHEVAUX

et au-dessus

3.000 MACHINES

en service

Installations électriques



FABRIQUES RÉUNIES D'EMERI ET DE MACHINES

PARIS. — *8, Boulevard Richard-Lenoir, 8.* — **PARIS**

MACHINES A MOULER

et pour la

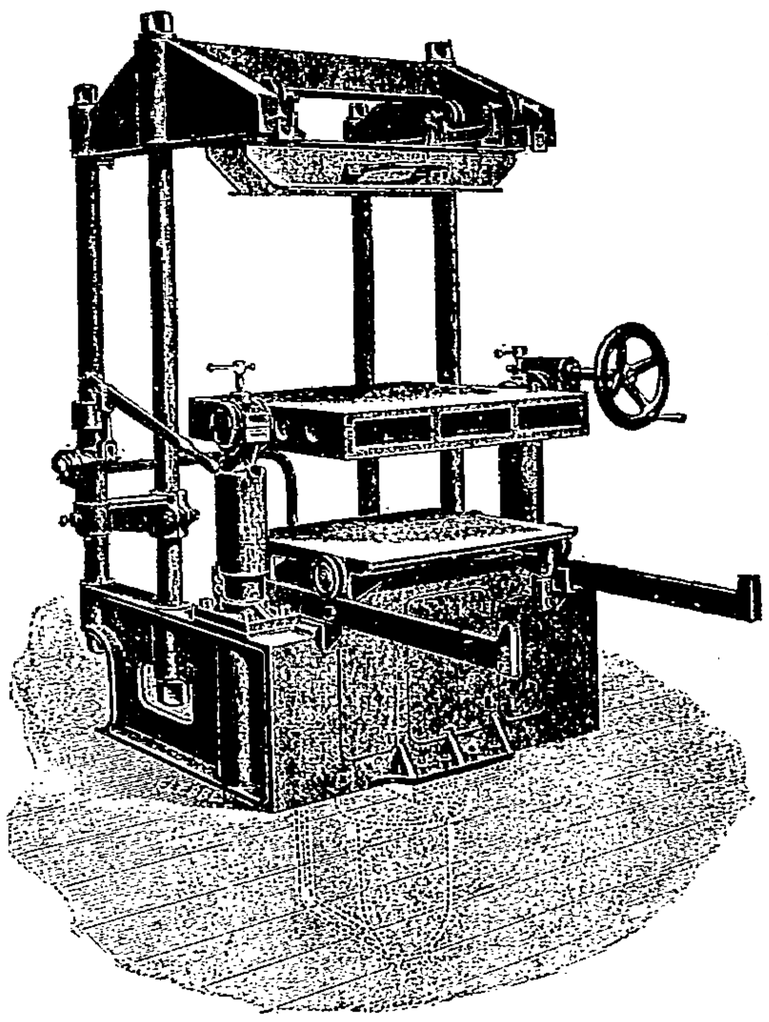
PRÉPARATION DES SABLES

MÉDAILLE D'OR

Nos machines à mouler et à noyauter, etc., sont *montrées en marche* à nos magasins :

8, Boulevard Richard-Lenoir

RÉFÉRENCES ET CATALOGUES SUR DEMANDE



MACHINES A MEULER

300 différents modèles

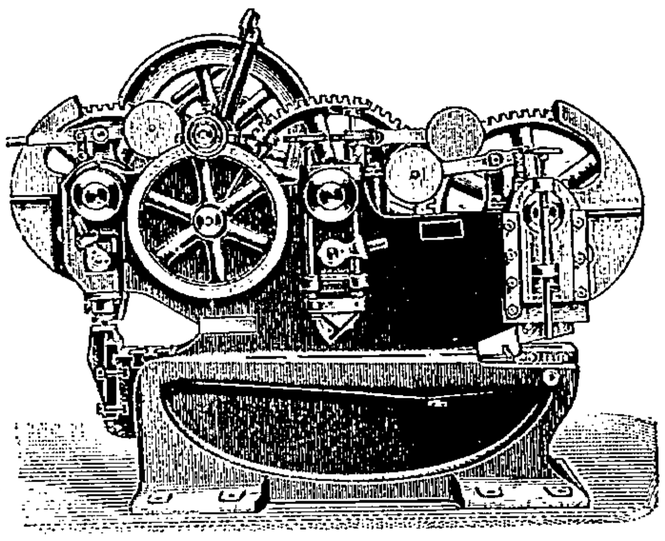
MEULES D'EMERI

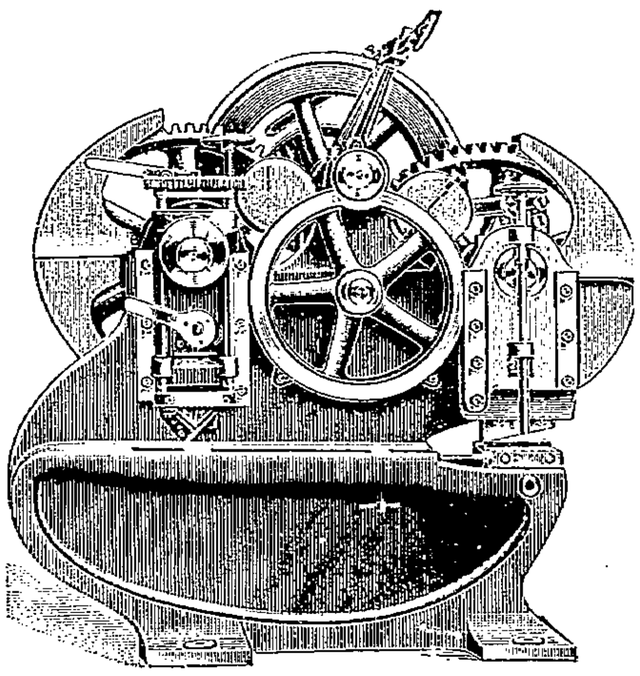
Exposition Internationale LILLE 1902

MACHINES A FRAISER

de haute précision

USINES A HANNOVRE
— HARBOURG
— LONDRES





Nouvelle Cisaille

PERMETTANT DE

COUPER DANS N'IMPORTE QUEL SENS

UNE TOLE DE DIMENSIONS QUELCONQUES

Évite les longues et encombrantes cisailles à longues échancrures.
Permet la coupe de profilés quelconques sans changer de lame.
Permet de poinçonner dans les ailes des profilés aussi près de l'âme qu'on le désire.
Coupe et poinçonne tôle et profilés de toutes dimensions.

DEMANDER LE CATALOGUE SPÉCIAL

OUTILLAGE SPÉCIAL

pour la construction des PONTS, CHARPENTES, CHAUDIÈRES, NAVIRES, etc.

MACHINES A PLANER ET A CINTRER ET A EMBOUTIR LES TOLES DE TOUTES PUISSANCES

MACHINES SPÉCIALES

pour le cintrage des mâts, des tôles de quille et de coque.

MACHINES PORTATIVES POUR CHANTIERS

RIVEUSES HYDRAULIQUES

PNEUMATIQUES A PERCUSSION ET A PRESSION HYDRO-PNEUMATIQUES, etc.

COMPRESSEURS D'AIR, POMPES ET ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES, ETC., ETC.

Téléphone 120-59

Adresse télégraphique :
BONVILLAIN-PARIS

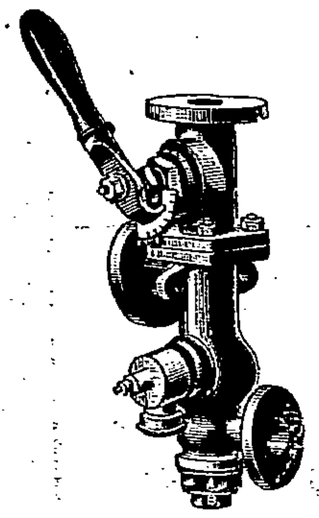
PH. BONVILLAIN, Ingénieur-Représentant

PARIS — 6, RUE BLANCHE, 6 — PARIS

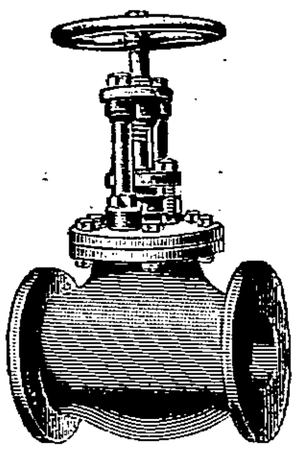
H. STRUBE & FILS Ingénieurs-Constructeurs

rue Hortense à MONTROUGE, près Paris

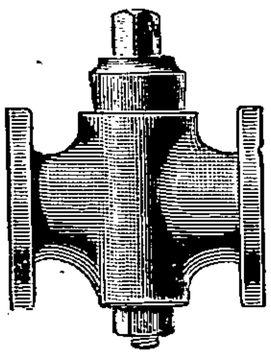
Fournisseurs des Ministères et des Chemins de fer



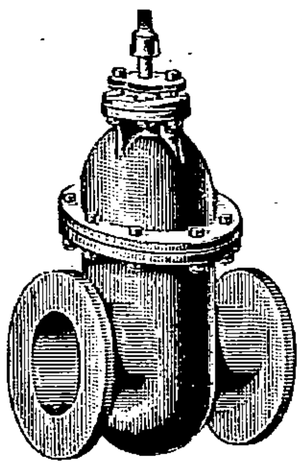
Injecteurs Re-Starting.



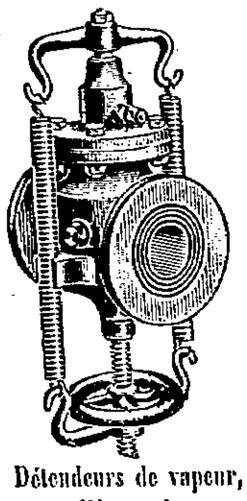
Robinets soupapes.



Robinetterie générale.



Robinets vannes



Détendeurs de vapeur, modèle marine.

FONDERIE DE BRONZE ET CUIVRE

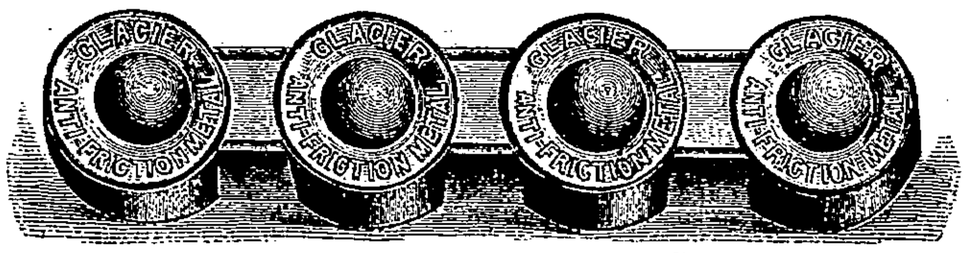
Accessoires pour Chaudières et Machines à vapeur. — Soupapes de sûreté. — Indicateurs de niveau d'eau. — Manomètres. — Pyromètres. — Purgeurs automatiques. — Régulateurs de vitesse. — Graisseurs mécaniques.

Robinets et Appareils pour conduites d'eau. — Robinets vannes-clapets de retenue. — Bouches d'incendie. — Bornes-fontaines, etc.

Envoi franco du Catalogue

« MÉTAL ANTI-FRICTION GLACIER »

MARQUE DÉPOSÉE



MARQUE DÉPOSÉE

Fac-simile d'un lingot du métal Glacier

Pour toutes espèces de coussinets, de machines en tous genres, garnitures métalliques de tiges de piston, etc., possèdant au plus haut degré, les qualités spéciales d'anti-friction et de lubrification. — Fabrication de métaux anti-friction de tout titre, bruts ou ouvrés.

Pour tous Renseignements, Prix, Commandes, etc., s'adresser à la

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DU MÉTAL ANTI-FRICTION « GLACIER »

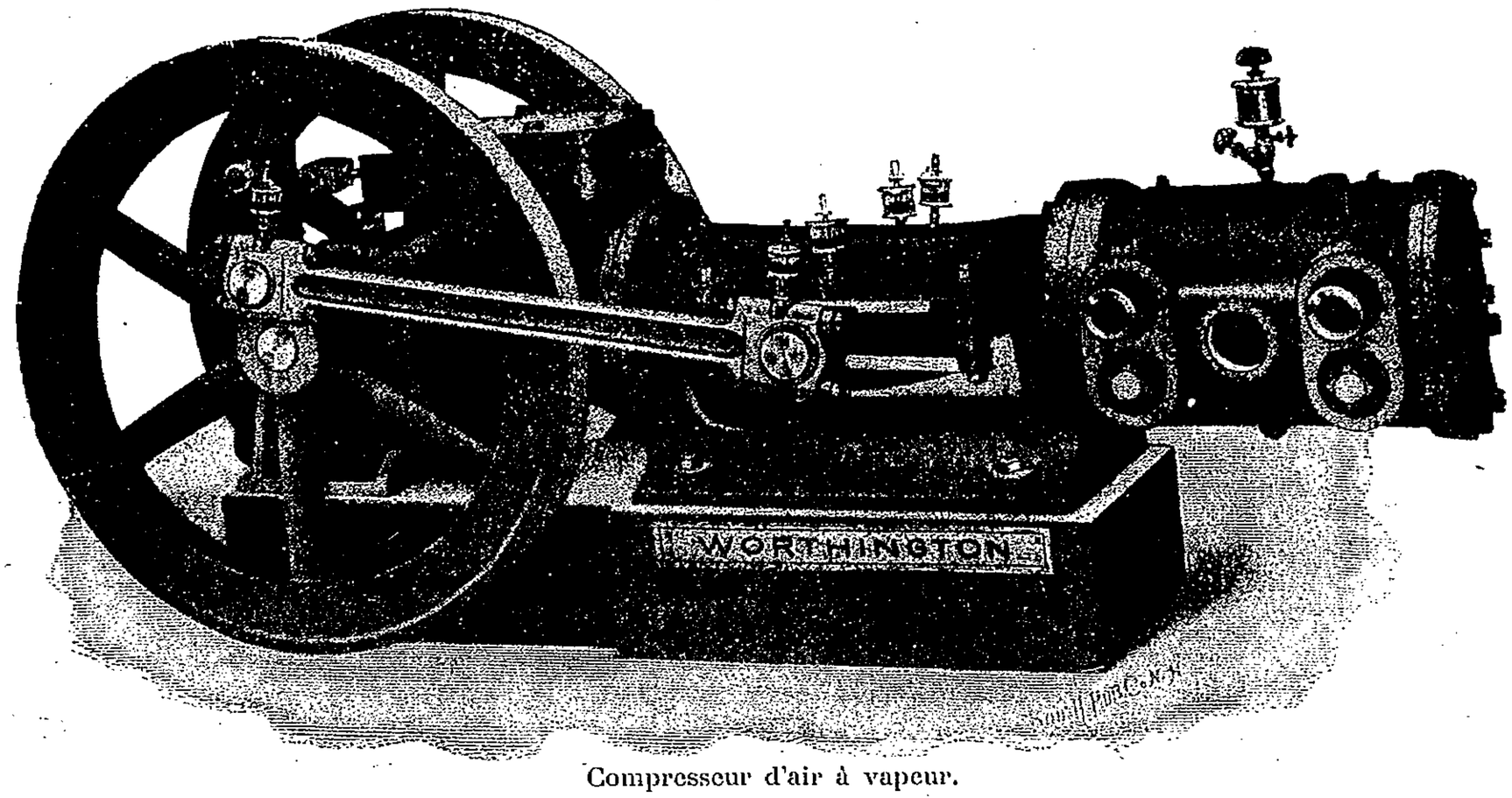
22, RUE DE LONDRES. — PARIS. — TÉLÉPHONE : 230-61

Fournisseur des diverses Administrations de l'État et des Grandes Compagnies de Chemins de Fer, Traction et Navigation françaises.

COMPRESSEURS D'AIR

Wortingthon

MARQUE DÉPOSÉE

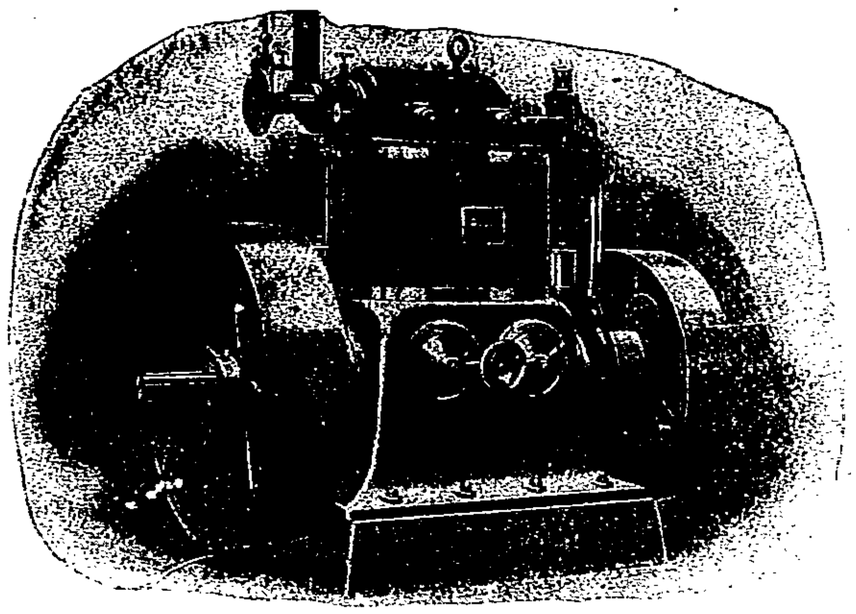


Compresseur d'air à vapeur.

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES POMPES WORTHINGTON

43, Rue Lafayette, PARIS

ÉCONOMIE, DURÉE,
GRAISSAGE AUTOMATIQUE



Machines à Vapeur "WESTINGHOUSE"

Simples et Compound de 1/2 à 6.000 chevaux

Six médailles d'or. — Grand prix. — Diplôme d'honneur

MOTEURS A GAZ, A PÉTROLE, A ALCOOL

Groupes électrogènes avec dynamos de tous systèmes, commande de pompes, ventilateurs. Installations industrielles

COMPRESSEURS D'AIR. — POMPES A VIDES. — POMPES ALIMENTAIRES

R. ROGERS & Cie Ingénieurs Agents Exclusifs

Adresse télégraphique : ROGWETS-PARIS — 1, rue Saint-Georges, PARIS — Téléphone : 124-28

HERM. HARTUNG, constructeur, à DUSSELDORF

DE TEMPLE & WALCH, SUCCRS

Société à responsabilité limitée.

Représentant pour la France : F. SCHMIDT
INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

17, Boulevard Haussmann, PARIS (IXe)

SECTION I

SPÉCIALITÉ DE RÉGULATEURS
pour Machines à vapeur, Turbines à vapeur et hydrauliques.
Moteurs à gaz, à pétrole et à alcool, etc.

RÉGULATEURS A RESSORT
avec articulations équilibrées à énergie progressive ou constante,
maximum de sensibilité,
minimum de frottement, régularité et uniformité les plus considérables atteintes jusqu'à ce jour.

RÉGULATEURS A RESSORT PSEUDOASTATIQUES
employés comme régulateurs à grande vitesse avec variation du nombre de tours de 200 % et plus.

RÉGULATEURS A BOULES
ET
VALVES RÉGULATRICES DE VAPEUR

15.000 appareils vendus jusqu'à présent.

APPAREILS DE SURETÉ
pour machines d'extraction « brevet SCHLUTER »

SECTION II

SPÉCIALITÉ D'OUTILS A AIR COMPRIMÉ
Marteaux pneumatiques,
Machines à percer, Appareils de levage, Riveuses, etc.
INSTALLATIONS COMPLÈTES

GEO. CRADOCK and Co

A WAKEFIELD (Angleterre)

FABRIQUE D'ACIERS AU CREUSET POUR TOUS USAGES

TRÉFILERIE

Câbles métalliques

En fils d'acier à grande résistance pour Mines.
Et toutes Applications industrielles :
EXTRACTION, PLANS INCLINÉS, TRAMWAYS
TRANSPORTS AÉRIENS
TRANSMISSIONS TÉLEDYNAMIQUES
LABOURAGE A VAPEUR, etc., etc.

CABLES DE FONÇAGE
de construction spéciale
SUPPRIMANT LA GIRATION

CABLES
construits suivant le système LANG, breveté :
usure mieux répartie,
flexibilité plus grande, durée considérable.

AGENTS GÉNÉRAUX
Et concessionnaires exclusifs pour la France et la Belgique

PELON & ROGER

INGÉNIEURS E. C. P.

PARIS, 76, Avenue de la République, 76, PARIS

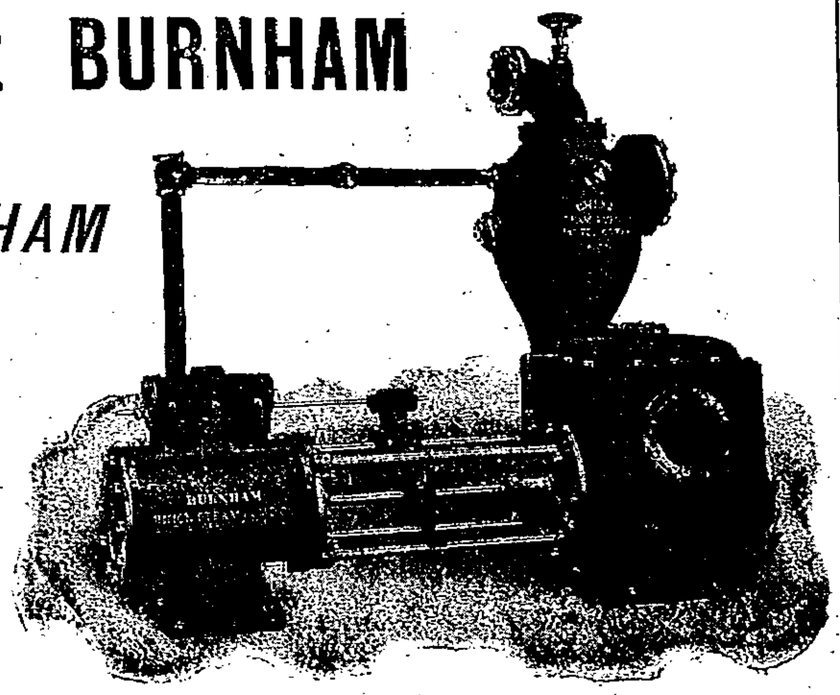
CONDENSEURS "UNION" SYSTÈME BURNHAM

Fonctionnement économique et sans choc

Pompes alimentaires "UNION" Système BURNHAM
Pour tous débits

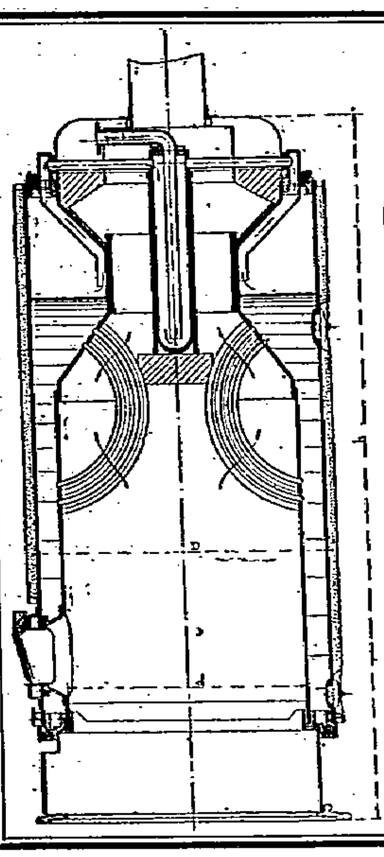
POMPES CENTRIFUGES

POMPES par COURROIE
Pour l'air, le vide et l'eau



AGENCE GÉNÉRALE

1, rue SAINT-GEORGES, PARIS



SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS ALTMANN (A. & M.)

18, rue de la Gare, LYON-VAISE — Téléph. 18.07

GÉNÉRATEUR A TUBES A LAMES

Avec ou sans retour de flammes

Breveté S. G. D. G.

Économie de charbon, 10 à 20 % sur les chaudières les plus perfectionnées.
Encombrement réduit. Absence d'incrustations.

Production intense, sans agitation.

Vapeur sèche ou surchauffée. Agencement mécanique.
Pas de maçonnerie; démontage facile et rapide.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE

d'alimentation et de niveau,
sans mécanisme ni frottement; extrême simplicité, *fonctionnement rigoureux.*

MOTEUR ÉCONOMIQUE SILENCIEUX A GRANDE VITESSE

à vapeur saturée ou surchauffée (Breveté S. G. D. G.)

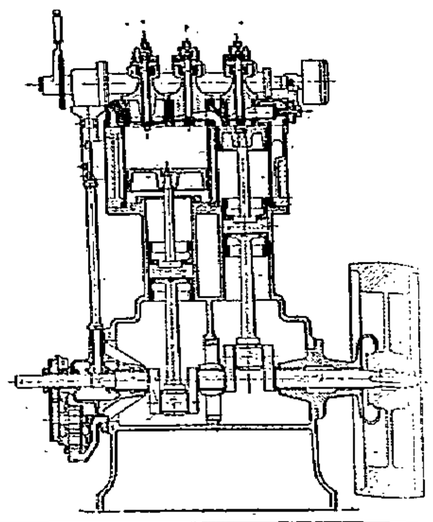
Grand rendement économique et mécanique

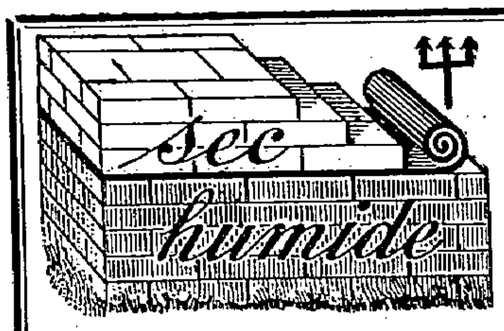
Aucune garniture; extrême propreté.

Distribution sans frottement
très simple, bien indépendante.

Détente variable
par régulateur sensible et puissant.
Écart de vitesse réduit au 1/100.
Chemise de vapeur.

Graissage automatique sous pression de tous les frottements.





Plaques isolatrices flexibles
« Andernach »
contre l'humidité montant du sol.

Carton bitumé

« ASFALTINA »

excessivement durable et imperméable.

Sur demande j'adresse gratis et franco mes notices avec échantillons.

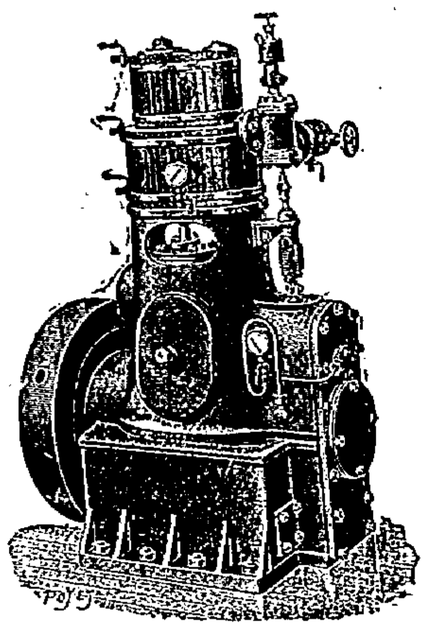
Ciment volcanique
(ciment ligneux, ciment de bois)
« Andernach »
pour les
Toitures-Terrasses
imperméables.

Mur humide
revêtu de carton imperméable Kosmos" et de mortier
Air — Air
Mortier

Cartons plissés imperméables
« Kosmos »
contre l'humidité des murs.

Carbolinéum « Neptune » enduit conservateur couleur noyer.

A.-W. Andernach, Anvin par Boulogne-sur-Mer
Fabricant breveté de produits hydrofuges.



MACHINES A VAPEUR « BL »

à double effet et à graissage sous pression.

Breveté S. G. D. G. en France et à l'étranger

Construction française de précision. — Conduite et entretien faciles. — Pas d'usure, ni ajustage. — Consommation de vapeur extrêmement réduite avec et sans surchauffe.

TYPES SPÉCIAUX POUR MANUFACTURES attaque par courroie ou câbles de 10 à 1.000 ch.

GROUPES ÉLECTROGÈNES COMPLETS à haut rendement.

Références. — Ministère de la Guerre et de la Marine. — Marine Portugaise. — Cie des Chemins de fer d'Orléans et de l'Ouest. — Imprimerie Nationale. — Ateliers et chantiers de la Loire. — Usines métallurgiques de Marquise à Rinxent (Pas-de-Calais). — Cie des Mines de Campagnac, à Cransac (Aveyron). — Cie des Mines d'Anzin. — Société française de cotons à coudre, à Azerailles (Meurthe-et-Moselle. — Chappée et Fils, le Mans. — G. et H.-B de La Mathe, à St-Maurice (Seine). — Cie Gle Parisienne de Tramways, Paris. — Renault Frères, à Billancourt. — De Dion, Bouton et Cie, à Puteaux, etc., etc.

BOULTE, LARBODIÈRE & CIE

E. C. P. — A. M.

Bureaux, 20, rue Taitbout, Paris (Tél. 213-86). — Ateliers à Aubervilliers (Seine)

Une des plus importantes Compagnies Françaises

la " Compagnie des MESSAGERIES MARITIMES "

a commandé jusqu'à ce jour

83.524 Kilogs

De Métal " **MAGNOLIA** "

Nous pensons qu'à lui seul un pareil emploi suffit à prouver la valeur de notre métal.

COMPAGNIE MAGNOLIA
50, Rue Taitbout, PARIS

Exposition de Rouen 1896. — **MÉDAILLE D'ARGENT**

EXPOSITION UNIVERSELLE DE PARIS 1900 — Médailles de bronze et d'argent

La plus haute récompense accordée au tirage mécanique

TIRAGE MÉCANIQUE DES FOYERS

ET VENTILATION INDUSTRIELLE PAR ENTRAINEMENT D'AIR

Système Louis PRAT, breveté S. G. D. G., en France et à l'Étranger.

PRINCIPAUX AVANTAGES :

Procédé de tirage exigeant la force motrice la plus petite employée jusqu'ici c'est-à-dire moindre qu'un demi pour cent de la puissance des chaudières.

Pas d'arrêt, pas d'usure, pas de réparation, pas de bruits, et à la plus grande simplicité d'installation,

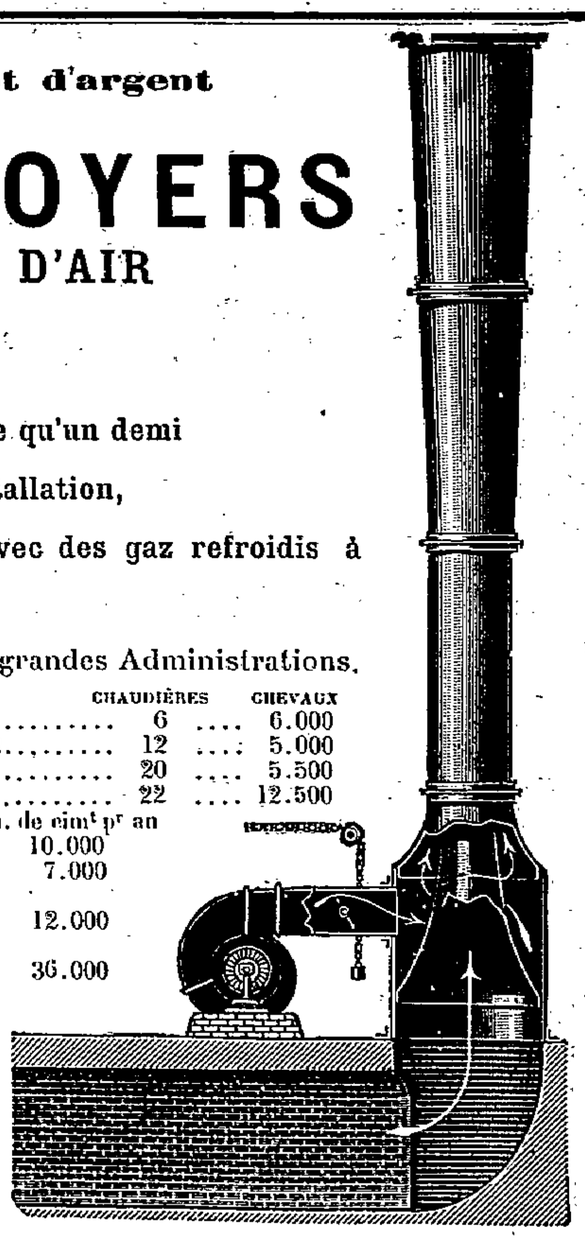
Suppression des hautes cheminées d'usine ;
Allures de combustion pouvant dépasser 150 kilos par mètre carré de grille-heure ;
Utillisation des mauvais combustibles ;
Suppression des carneaux ;
Certitude de fonctionnement, même avec des gaz refroidis à 100 degrés ;
Facilité de réglage de la chauffe.

FOURNISSEUR : des Ministères de la Guerre, de la Marine, des Finances, du Commerce, de la Ville de Paris et des grandes Administrations.

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Usine électrique Thomson-Houston à St-Mandé	1	750
— — — à Malakoff	6	2.000
— — Secteur Rive Gauche	3	1.300
— — — —	4	1.600
Établissements Gillet à Villeurbanne	4	1.000
— Michelin à Clermont-Ferrand	6	1.200
Filatures Pouyer-Quertier à Rouen	5	1.000
Teintureries Gaiffe et Watremez à Cambrai	4	1.200
— — —	6	1.800
Compagnie des Mines de Liguy-les-Aire	5	1.500
Société des zincs de la Campine en Hollande	6	1.800

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Compagnie Électrique du Secteur des Champs-Élysées	6	6.000
— des Omnibus de Paris, usine de Billancourt	12	5.000
— des Mines des Marles à Marles	20	5.500
Schneider et Cie du Creusot	22	12.500

etc., etc.	fours	ton. de ciment par an
MM. Vicat et Cie, à Grenoble	11	10.000
MM. Pavin de Lafarge à Marseille	4	7.000
Compagnie des ciments de Niel on Rupel en Belgique	11	12.000
Compagnie des Ciments Franco-Russe de Guelindijk (Four Hoffmann)	1	36.000



Soit 1.532.000 chevaux desservis par jour par ce nouveau procédé de tirage.

LOUIS PRAT

INVENTEUR

PARIS — 51, Rue Taitbout, 51 — PARIS

SOCIÉTÉ ALSACIENNE

DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

Anciens Établissements André Koechlin et Cie de Mulhouse et Société de Grafenstaden.

Société anonyme au capital de 18.000.000 fr.

Usines à MULHOUSE — BELFORT — GRAFENSTADEN

MAISONS : A PARIS, 4, RUE DE VIENNE; A LYON, 3, RUE DE LA RÉPUBLIQUE

MACHINES A VAPEUR — TURBINES
CHAUDIÈRES — TRANSMISSIONS
LOCOMOTIVES ET MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER

MACHINES pour FILATURE et TISSAGE de COTON, LAINE et SOIE
MACHINES pour IMPRESSIONS, TEINTURE, BLANCHIMENT et APPRÊTS
MACHINES-OUTILS pour ATELIERS de CHEMINS de FER et SPÉCIALITÉS

MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX ET A GAZ PAUVRE, pour forces de 100 à 5000 chevaux, GAZOGÈNES

Outillage usuel : **MÈCHES HÉLICOÏDALES, ALÉSOIRS, TARAUDS, CRICS, VÉRINS, ETC.**

ÉLECTRICITÉ

GROUPES ÉLECTROGÈNES, - DYNAMOS GÉNÉRATRICES & RÉCEPTRICES à courant continu et à courants polyphasés pour toutes vitesses & toutes puissances. - ALTERNATEURS AUTO-EXCITATEURS COMPOUNDÉS Système HEYLAND. TRANSFORMATEURS, COMMUTATRICES, CONVERTISSEURS, SURVOLTEURS pour courant continu & pour courants triphasés. TREUILS, GRUES, CABESTANS, PONTS ROULANTS, à commande électrique. - MACHINES D'EXTRACTION ÉLECTRIQUES POMPES ÉLECTRIQUES d'exhaure. - MATÉRIEL ÉLECTRIQUE pour MINES. - Installations complètes de STATIONS CENTRALES de distribution d'énergie pour VILLES, MINES, TRAMWAYS, USINES DIVERSES. - TRANSPORTS d'énergie à grande distance. CABLES ÉLECTRIQUES pour toutes applications.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

GRANDS PRIX : MACHINES A VAPEUR, MACHINES-OUTILS, MACHINES DE FILATURE, DE TISSAGE ET D'IMPRESSIONS, ÉLECTRICITÉ.

MÉDAILLE D'OR : CABLES TÉLÉPHONIQUES, MÉTALLURGIE

FROID ET GLACE

COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS

RAOUL PICTET

Plus de 1.000 Installations

CONDUITE DES APPAREILS SIMPLE ET FACILE

AUCUN DANGER D'EXPLOSION OU D'INCENDIE

Bureau technique spécial pour installations complètes de Brasseries & Malteries

APPAREILS DE BRASSAGE PERFECTIONNÉS

ETUDES DE TOUTES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Envoi Franco de Devis et Prospectus

PARIS — 28, RUE DE GRAMMONT, 28 — PARIS

7 MÉDAILLES, OR, ARGENT, BRONZE, PARIS 1889-1900, LE HAVRE 1887, ROUEN 1895

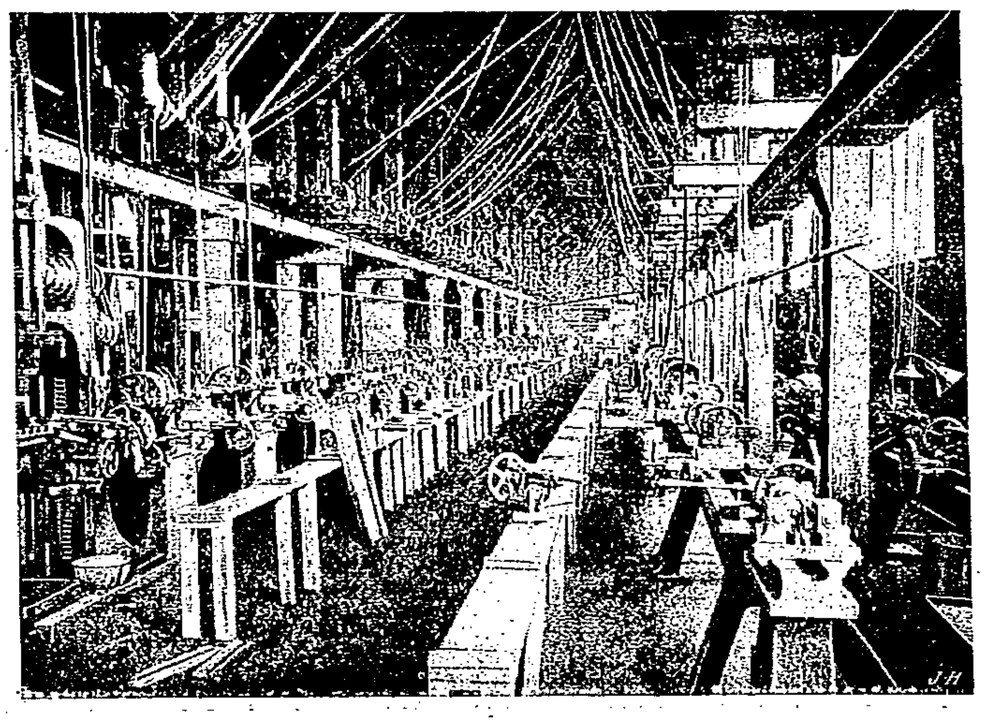
FABRIQUE D'APPAREILS DE GRAISSAGE

ETABLISSEMENTS ELWELL

194, Avenue de Paris — Plaine de Saint-Denis

1851. Londres, Médaille de bronze. — 1855. Paris, Médaille d'argent. — 1867. Paris, Médaille d'or. — 1878. Paris, Grand prix, Médaille d'argent. — Exposition de 1900. Paris, Grand prix, 2 Médailles d'or, 1 Médaille d'argent.

Machines-outils : machines spéciales pour les arsenaux de la Guerre et de la Marine; machines pour le tournage, le forage, le rayage, le travail des culasses et des viroles pour canons de gros calibres; machines spéciales pour tournage et forage des arbres d'hélice de toutes dimensions; machines pour le travail des coques et des plaques de blindage; machines spéciales pour le travail des roues de locomotives et de wagons, ainsi que des fusées des essieux.



Vue d'une travée de l'atelier de fabrication des obus.

Tours spéciaux à très grande production permettant d'employer les aciers à très haute résistance.

Compresseurs d'air à basse pression pour les outils pneumatiques, et à forte pression pour le service des torpilles, de l'aérostation et des bateaux-phares.

Tubes lance-torpilles sous-marins et aériens.

Obus de 37 millimètres à 100 millimètres pour l'artillerie de marine; fonte et acier, rupture et semi-rupture.

Appareils de voie. Études des appareils spéciaux sur demande; fourniture des appareils courants par grosses quantités; changements; croisements; traversées-jonctions; bretelles, à toutes les Compagnies de chemin de fer et en particulier à la Compagnie de l'Est et au Métropolitain.

7 MÉDAILLES, OR, ARGENT, BRONZE. PARIS 1889-1900. LE HAVRE 1887. ROUEN 1896

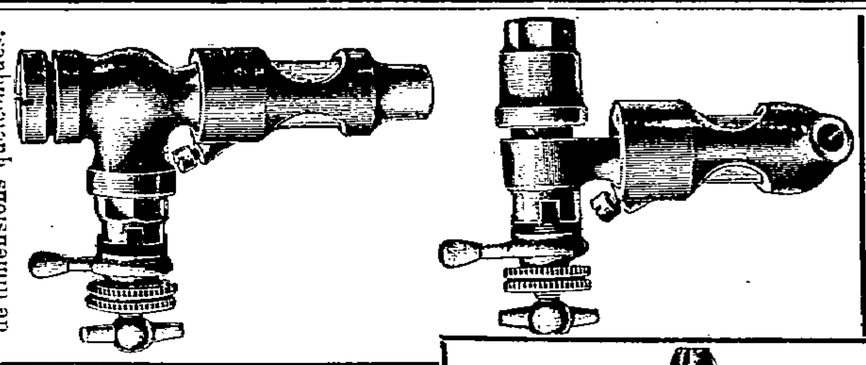
MARQUE DÉPOSÉE JH

FABRIQUE D'APPAREILS DE GRAISSAGE
R. HENRY

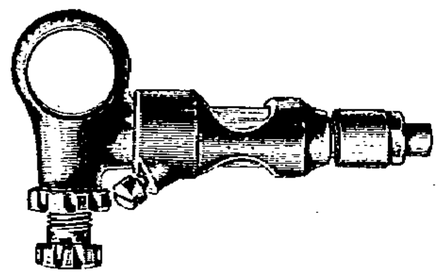
Seul constructeur concessionnaire des marques et brevets J. HOCHGESAND

PARIS. — 117, boulevard de la Villette, 117. — PARIS

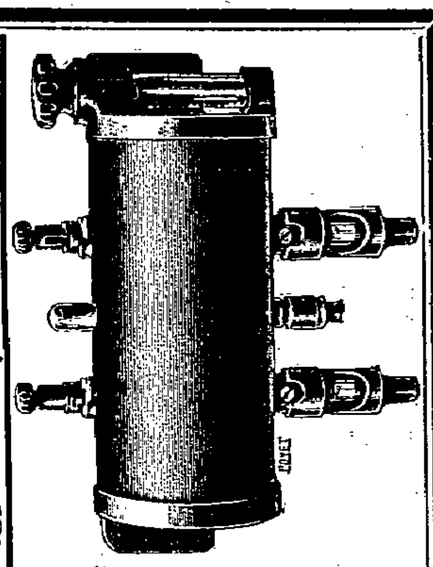
TÉLÉPHONE : 418-50 — *Adresse-Télégraphique* : OLÉOPOLYM-PARIS



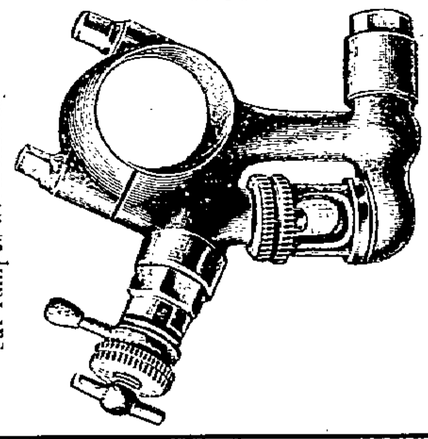
Compte-gouttes s'adaptant à des récipients de formes et de dimensions quelconques.



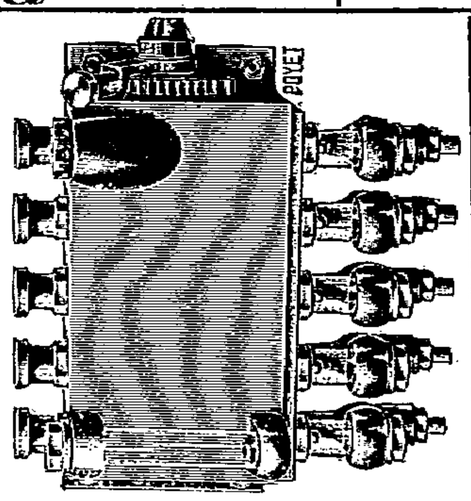
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales de 25 mm.



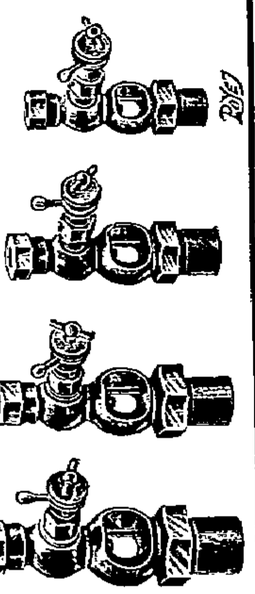
Graisseur cylindrique à 2, 3 et plusieurs débits pour voitures et voiturettes automobiles.



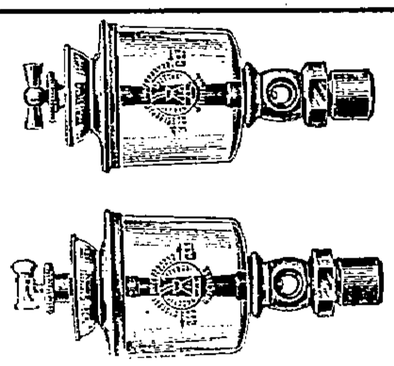
Compte-gouttes pour montage sur rampes horizontales.



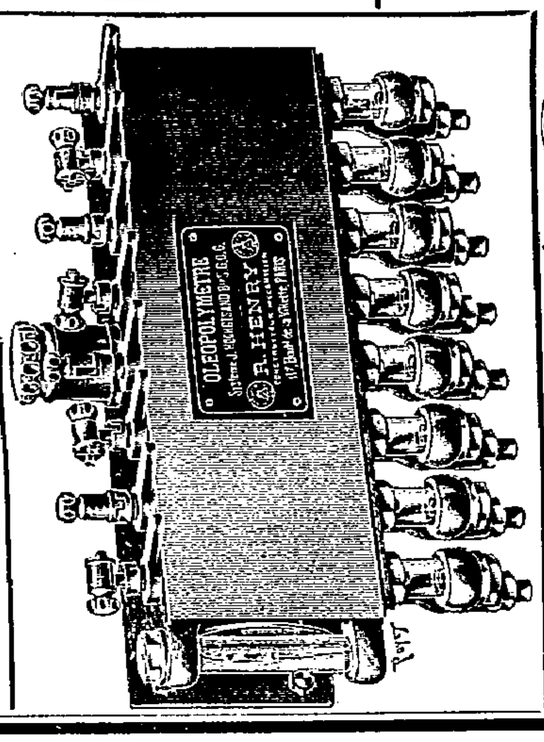
Oléopolymètre avec réglage collectif et individuel.



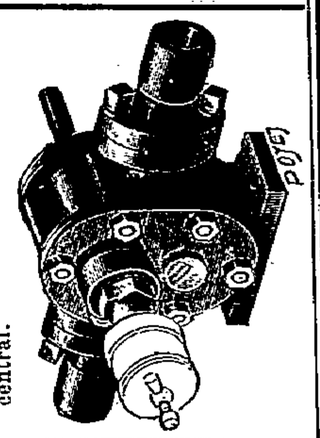
Compte-gouttes alimenté par un réservoir central s'appliquant sur paliers.



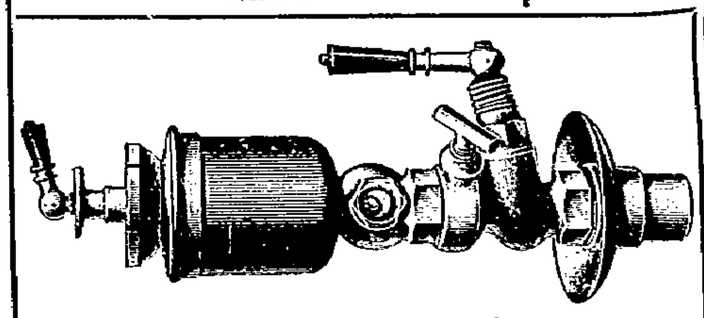
Graisseurs pour paliers et têtes de bielles.



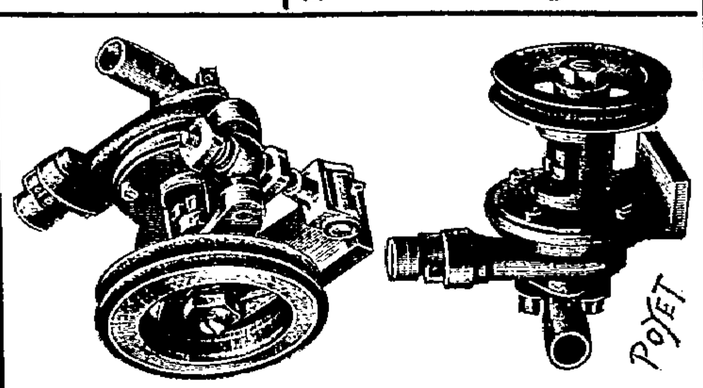
Oléopolymètre. — Appareil de graissage à plusieurs débits pour machines et voitures automobiles.



Pompes à engrenages de circulation d'eau pour voitures automobiles et circulation d'huile pour graissage central.



Graisseurs à débit visible et réglable pour paliers et cylindres de toutes machines.



Pompes centrifuges de circulation d'eau avec ou sans tendeur pour voitures automobiles.

MAISON FARCOT FONDÉE EN 1823

GÉNÉRATEURS DE TOUS SYSTÈMES

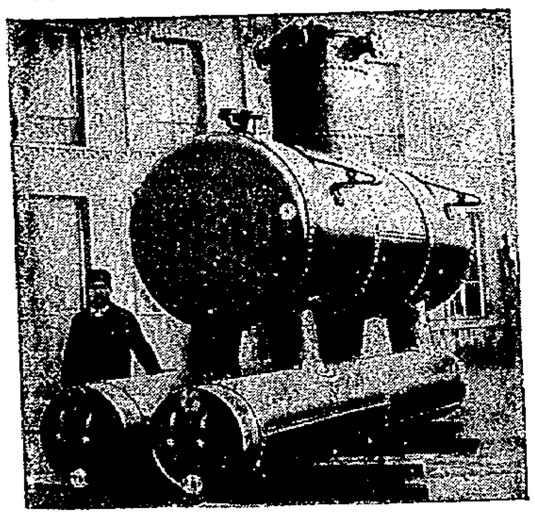
POMPES CENTRIFUGES à grand rendement
POMPES A PISTON

Ets JOSEPH FARCOT
FARCOT FRÈRES & Cie

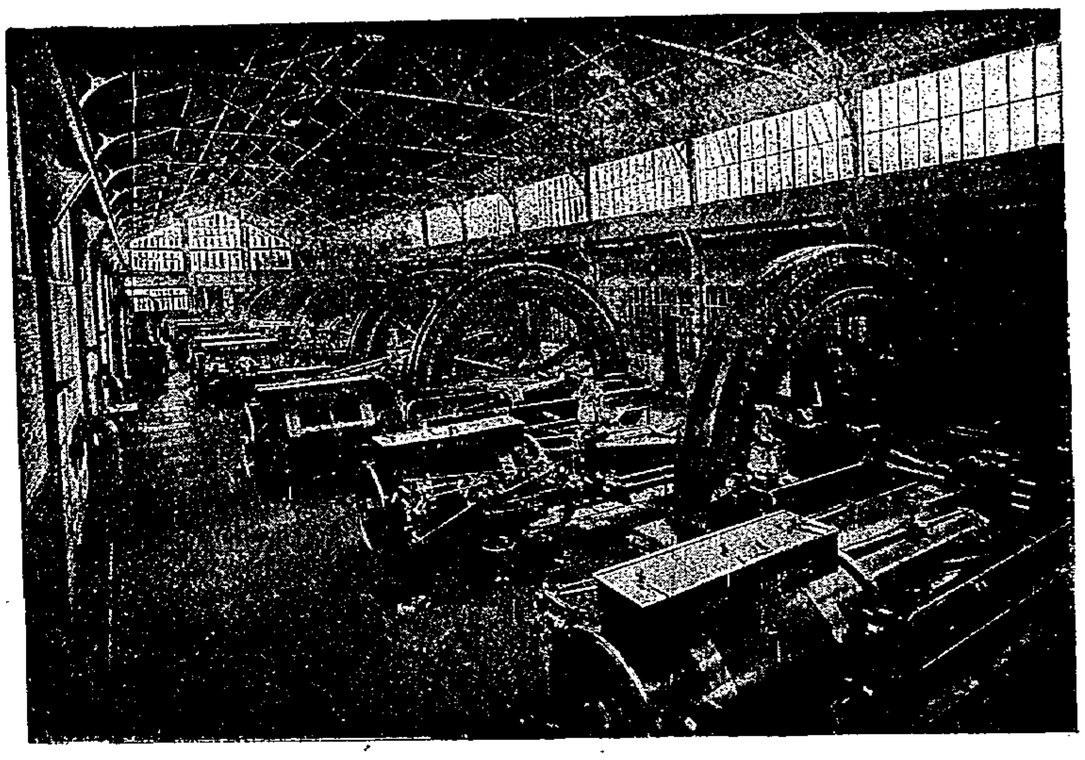
SAINT-OUEN-SUR-SEINE

Exposition Universelle. PARIS
1900
QUATRE GRANDS PRIX

MACHINES A VAPEUR
à grande vitesse
et à basse consommation.



TÉLÉPHONE 504-55



INSTALLATIONS DE STATIONS CENTRALES ÉLECTRIQUES

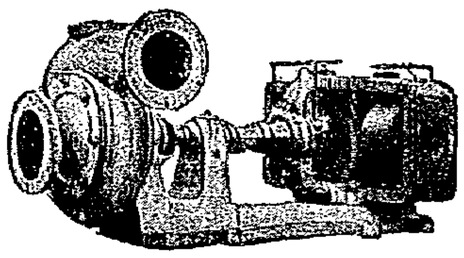
1855-1867-1878
GRANDS PRIX

1889
HORS CONCOURS

ÉCLAIRAGE
TRANSPORT DE FORCE

GENERATRICES & MOTEURS
courant continu et alternatif

TRANSFORMATEURS
Appareils de manutention

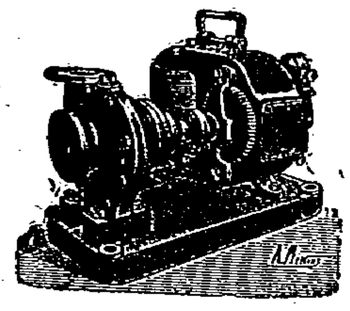


Adresse Télégraphique :
FARCOT, Saint-Ouen-sur-Seine

POMPES CENTRIFUGES

L. DUMONT, Constructeur

PARIS, 88, rue Sedaine.



ÉLÉVATIONS D'EAU D'USINES
POMPES D'ÉPUISEMENT
POMPES SPÉCIALES POUR BRASSERIES ET PAPETERIES

Spécialité de Pompes actionnées directement par Moteurs électriques

Élévations jusqu'à 100 mètres

CATALOGUE FRANCO SUR DEMANDE

REVUE GÉNÉRALE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAMWAYS

MÉMOIRES ET DOCUMENTS CONCERNANT *l'Etablissement, la Construction et l'Exploitation technique et commerciale des voies ferrées.*

Abonnement : France : **25** fr. ; Étranger : **28** fr.

Un numéro spécimen est envoyé contre 0 f. 50 (frais d'envoi) sur demande adressée à la librairie Vve CH. DUNOD, Éditeur, 49, quai des Grands-Augustins, Paris.

AUTOGRAPHIE ET IMPRIMERIE DES CHEMINS DE FER ET DES TRAVAUX PUBLICS
Maison fondée en 1859. — Ancienne Maison BROISE et L. COURTIER

L. COURTIER, INGÉNIEUR, DIRECTEUR de l'Album des Chemins de fer et des Travaux publics

Spécialité de dessins et levés de machines, *de Plans topographiques, Parcellaires, Cartes, Profils, Materiel de Chemins de fer, Architecture, Travaux d'Art, Cahiers des charges, Séries de Prix, Rapports, etc.*

Travaux en noir et en couleur. — Réductions et agrandissements photographiques. — Phototypie. — REPRODUCTIONS PAR LA LUMIÈRE DE DESSINS D'APRÈS CALQUES A L'ENCRE DE CHINE

CLICHÉS SUR ZINC ET SUR CUIVRE

DESSINATEUR-AUTOGRAPHE des Compagnies de chemins de fer, de la Ville de Paris, des Ministères des Travaux publics, de la Guerre, de la Marine et des Colonies, de l'Instruction publique et des Beaux-Arts, de l'Agriculture, du Commerce et de l'Industrie, des services des Ponts et Chaussées, de l'Assistance publique, des Écoles Polytechnique Centrale et Monge, etc., de Sociétés et de Journaux scientifiques, Chambres de commerce, etc.

IMPRIMERIE LITHOGRAPHIQUE ET TYPOGRAPHIQUE, 34, 41 et 45, rue de Dunkerque, PARIS.

BREVETS D'INVENTION C. MERVILLE

En France et à l'Étranger. - Marque de fabrique : 29, avenue de la République, PARIS

ÉTUDES. — PLANS

Vve Ch. DUNOD. Éditeur

Vient de paraître

LES

MACHINES-OUTILS

à l'Exposition de 1900

PAR

G. RICHARD

Ingénieur civil des Mines.

Un volume in-4°, avec 780 figures : 15 francs

PAUL KESTNER LILLE

22, Boulevard Vauban

Successeur de T. E. Wilson-Clyma

CONCENTRATION ÉCONOMIQUE DES LIQUIDES

SEXTUPLE EFFET YARYAN

CONCENTRATEUR A PÉCHAGE DE SEL

PRODUCTION ÉCONOMIQUE D'EAU DISTILLÉE

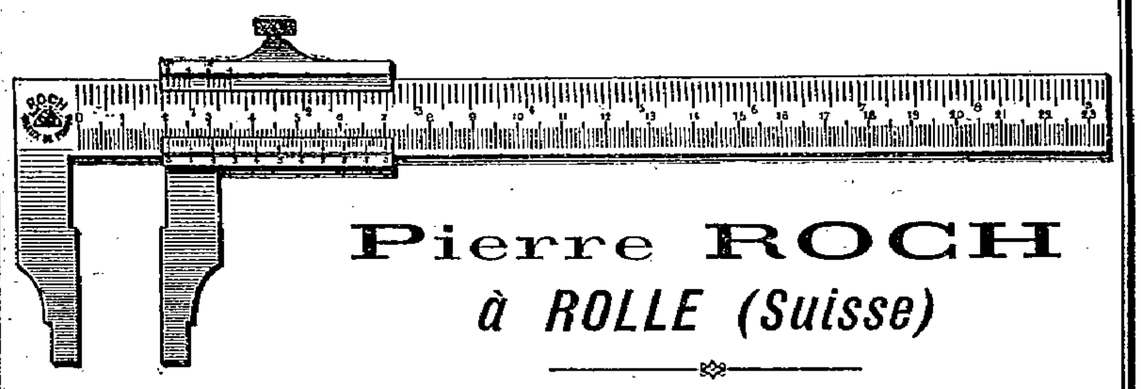
Eau potable pour les colonies, villes privées d'eau de source, etc.

PLUSIEURS INSTALLATIONS DE 60 TONNES D'EAU POTABLE PAR JOUR

RÉALISÉES AUX COLONIES AVEC DÉPENSE DE 1 KG. DE CHARBON POUR 40 KG. D'EAU

Demander prospectus et Catalogues { Élévation de tous liquides par l'air comprimé. Tirages artificiels forcés et induits pour chaudières à vapeur. Réfrigérants à pluie pour eau de condensation.

FABRIQUE DE CALIBRES A COULISSE DE PRÉCISION



Pierre ROCH

à ROLLE (Suisse)

CALIBRES A COULISSE TOUT EN ACIER FORGÉ, BECS TREMPÉS ET RECTIFIÉS

Lecture de 1/50 et de 1/100 de millimètre

Envoi du catalogue gratis et franco sur demande

Georges **ALEXIS-GODILLOT**

PARIS — 2, Rue Blanche

UTILISATION DES MAUVAIS COMBUSTIBLES

Combustion méthodique, chauffage des générateurs avec combustibles ligneux ou minéraux, ténus, pauvres, humides, matières, encombrantes, résidus, fabrication.

Rendement supérieur. — Économie. — Sécurité. — Fumivorité.

APPLICATION : Tannée humide. — Copeaux de fabriques d'extraits. — Grignons d'olives. — Sciure de bois humide. — Copeaux de menuiserie. — Déchets de teillage. — Balle de riz. — Résidus de fabrication de sucre de canne, bagasse, cossette. — Houille, Coke. Anthracite, Lignite, Tourbe à l'état de poussière.

Médaille d'or : Anvers 1885. — Paris 1900.
Membre du Jury : Exposition Universelle, Paris 1889.

LE PROGRÈS INDUSTRIEL

94, Rue d'Hauteville, PARIS, Xe

SEUL REPRÉSENTANT POUR LA FRANCE

DE

A. STOTZ

Stuttgart

MAISON FONDÉE

en 1860

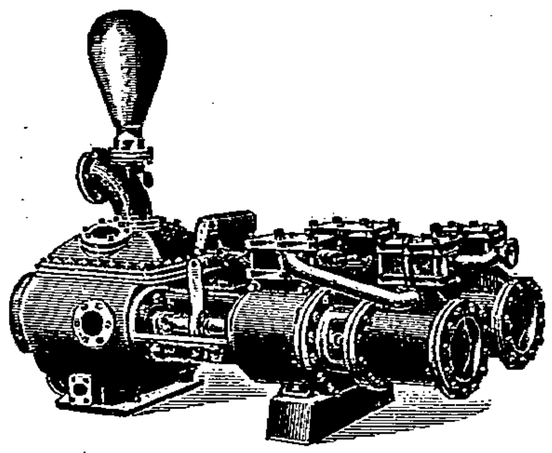
Installation de Transporteurs pour toutes industries. Élévateurs à godet, Transporteurs, vis d'Archimède, etc.

CHAINES DE TRANSMISSIONS AVEC ROUES

Catalogue et devis sur demande.

OTTO SCHWADE & Cie

36, Boulevard Richard-Lenoir, 36, PARIS



POMPES

à Vapeur, à Courroie et Électriques

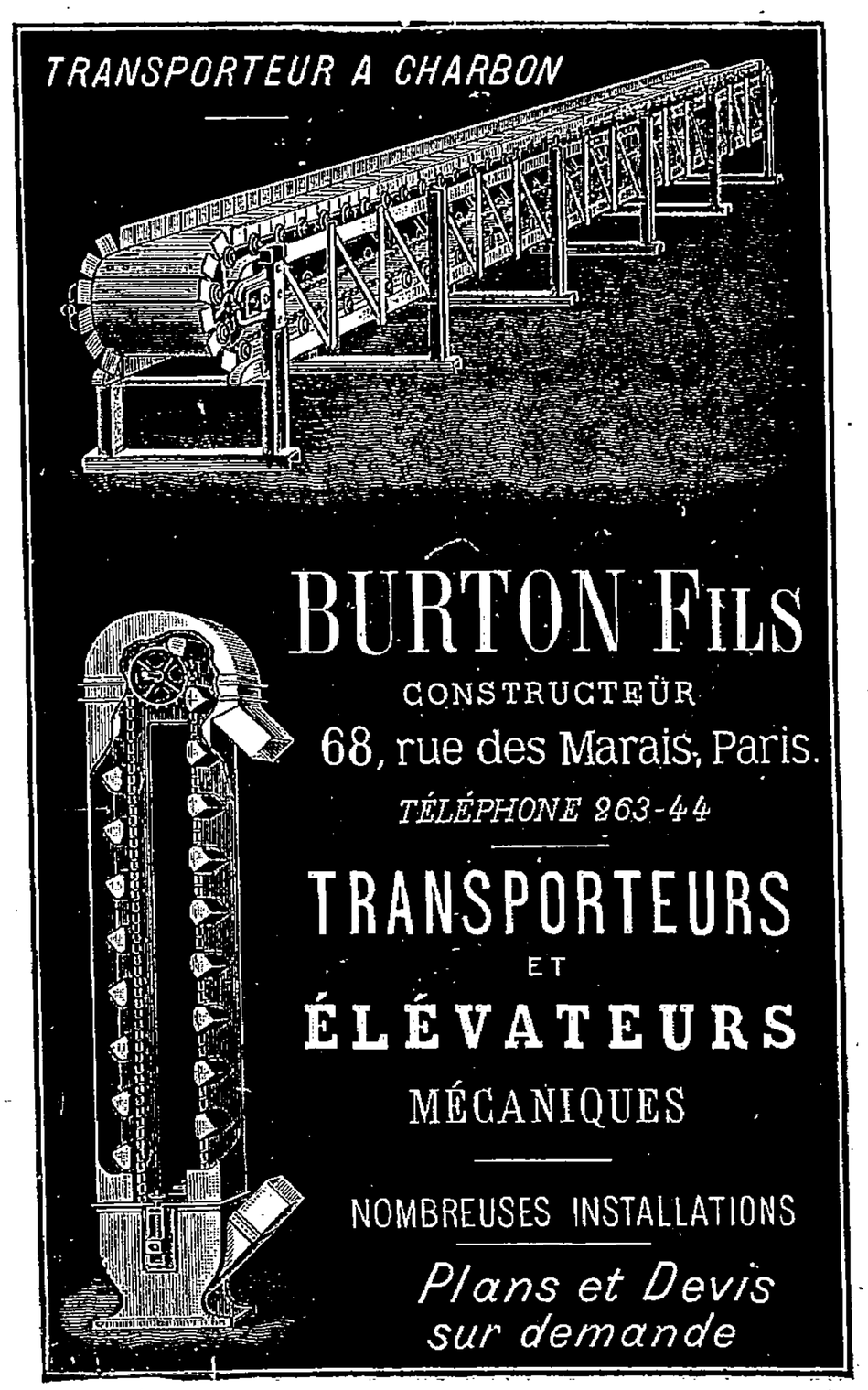
POUR TOUS USAGES

POMPES

a grande vitesse

POMPES CENTRIFUGES

à haute pression.



VIENT DE PARAITRE

à la Librairie Vve Ch. DUNOD, Éditeur

49, Quai des Grands-Augustins, PARIS (VIe)

40.000 Noms et Adresses	18e ANNÉE ÉDITION de 1903 Mise à jour au 1er Octobre	1.141 Pages de Texte

ANNUAIRE MARCHAL

DES

CHEMINS DE FER

ET DES

TRAMWAYS

RÉDIGÉ D'APRÈS LES

Documents Officiels

Liste nominative
précisant l'emploi et la résidence de tous les Fonctionnaires
(Administrateurs, Ingénieurs, Chefs de service,
Inspecteurs, Chefs de Bureau, Chefs de section, Chefs de gare,
Employés principaux, etc.) des Chemins de fer
et des Tramways.
Renseignements techniques usuels, Législation, Tarifs
et distances

Un beau et fort volume grand in-8o de 1.141 pages de texte

Relié Toile pleine, Prix : **7 fr.** ; Franco : **7 fr. 85**

BREVETS — CABINET de BREVETS d'INVENTION — MARQUES

Fondé en 1819

Mes SAUTTER & DE MESTRAL

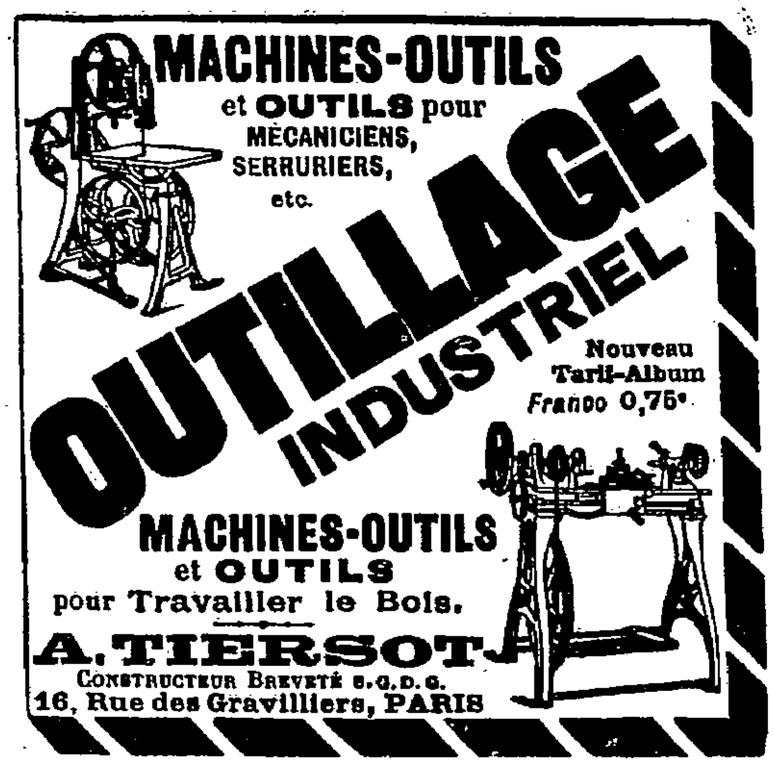
G. & P. DE MESTRAL SUCCESSEURS

INGENIEURS-CONSEILS

21 - RUE DE LA ROCHEFOUCAULD - 21

PARIS

DESSINS — MODELES



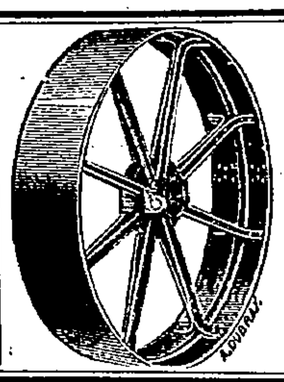
FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Huiles et graisses industrielles — Piles et accessoires pour l'allumage électrique de moteur — Courroies en cuir et tissées — Produits d'amiante et de caoutchouc

P. REGNIER, *Rue Étienne-Dolet, 11,* PARIS

PRODUITS CALORIFUGES — TÉLÉPHONE 938.44

pour haute et basse pression et contre le froid, en coquilles de liège et mastic plastiques, briques et carreaux de lièges agglomérés.



Ancienne Maison Ant. BRANCHER

POULIES EN FER

Pour courroies et câbles

EMBRAYAGE ÉLASTIQUE BREVETÉ

Organes de transmission *mécanique*

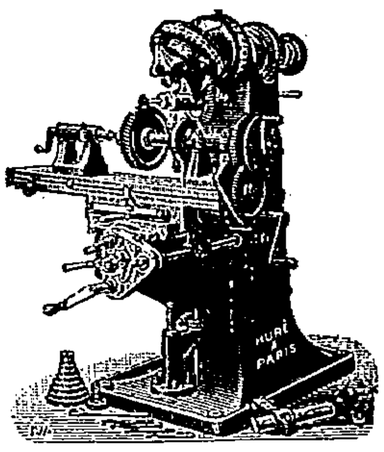
A. TAVEAU — INGÉNIEUR E.C.P. CONSTRUCTEUR

7, Passage Piver, PARIS. TÉLÉPHONE 935.52

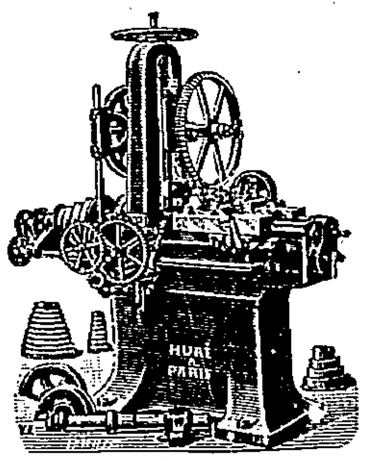
MACHINES-OUTILS Perfectionnées — P. HURÉ — OUTILLAGE pour Métaux

218, rue Lafayette, 218

PARIS



Fraiseuse universelle à arbre unique



Machine à tailler les engrenages automatiquement

VENTILATEUR E. FARCOT FILS

A Haute, Moyenne ou Basse Pression

POUR

Forges, Fonderies, Aciéries, Aspirations des fumées, gaz chauds etc. Tirage soufflé ou aspiré des générateurs. Fours à réchauffer ou à puddler. Ventilation des Filatures Tissages Ateliers Édifices Aspiration des buées, vapeurs, Séchage de colle, papiers, cartons, cuirs et de toutes matières.

Ventilateurs électriques. — Ventilateurs à vapeur. — Déplaceurs d'air. — Ventilateurs à bras. — Ventilateurs de mines. — Élévateurs-transporteurs pneumatiques de train et matières légères. — Installations de brasseries et malteries.

Correspondance : 189, Rue Lafayette, PARIS
Bureaux et Ateliers : 163, avenue de Paris, Plaine St-Denis

ENVOI FRANCO DU CATALOGUE

AGENDAS DUNOD

POUR 1904 (26e ÉDITION)

Sept petits volumes à **2** fr. **50** chacun.

Construction — Électricité
Mines et Métallurgie — Chimie
Mécanique — Chemins de Fer
Usines et Manufactures

SAUTTER HARLÉ et Cie

26, Avenue de Suffren, Paris

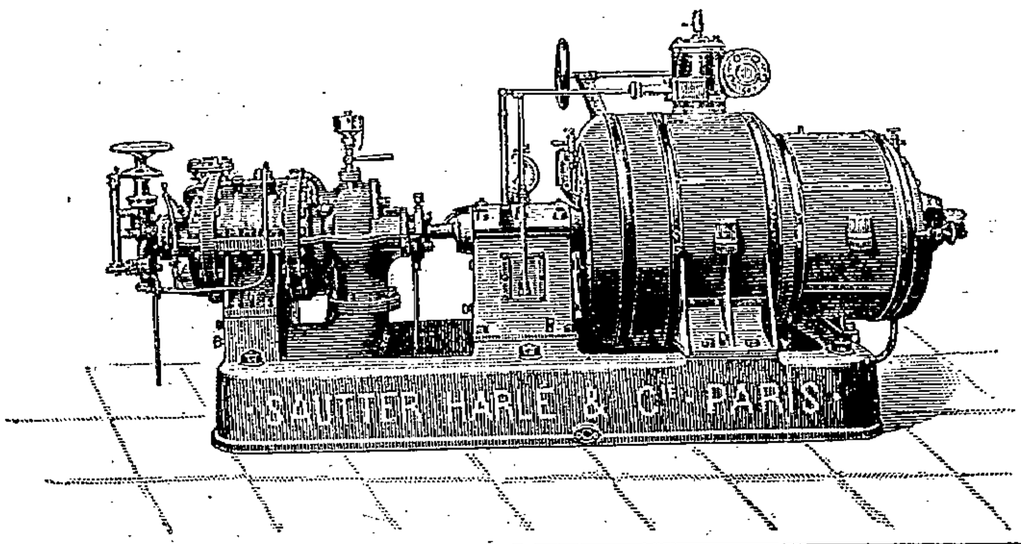
EXPOSITION UNIVERSELLE. — PARIS 1900

3 Grands Prix. — 4 Médailles d'Or. — Hors Concours. — Jury. — Classe 117

TURBINES A VAPEUR

TURBO-POMPES

Système RATEAU Breveté S. G. D. G.



PARIS. — 84, rue Oberkampf. — PARIS

Chaînes Galle & Vaucanson

POUR

TOUS USAGES

Ancienne Maison GALLE

E. BENOIT

Successeur

DES MAISONS

GOUVERNET & VAUTIER-GUYOT

CHAINES SPÉCIALES pour AUTOMOBILES

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900. — 5 GRANDS PRIX, 5 MEDAILLES D'OR

APPAREILS de MESURE et de CONTROLE

SCIENTIFIQUES ET INDUSTRIELS

Adoptés par la Marine, les Ponts et Chaussées, les Chemins de fer, l'Assistance publique, le Bureau central météorologique de France, etc. — Enregistreurs appliqués à toutes les branches de l'Industrie, Chimie, Médecine, Électricité. — Chauffage, Mécanique, Météorologie, etc. — Baromètres, Thermomètres, Hygromètres, Indicateurs de niveau, Indicateurs à distance, Manomètres, Marégraphes, Anémomètres, Scrutateurs, Ampèremètres, Voltmètres, Chronographes, Contrôleurs de ronde.

Manomètre Enregistreur

Maison RICHARD Frères. — J. RICHARD Sr

25, Rue Mélingue, PARIS (Belleville)

Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris VIe.

TRAITÉ
DE LA
CONDENSATION

Condensations indépendantes. — Condensations centrales. — Refroidissement artificiel de l'eau

PAR

F.-J. WEISS
INGÉNIEUR CIVIL A BALE

Traduit par E. HANNEBICQUE
INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES

Sur la première édition allemande revue et augmentée par l'auteur

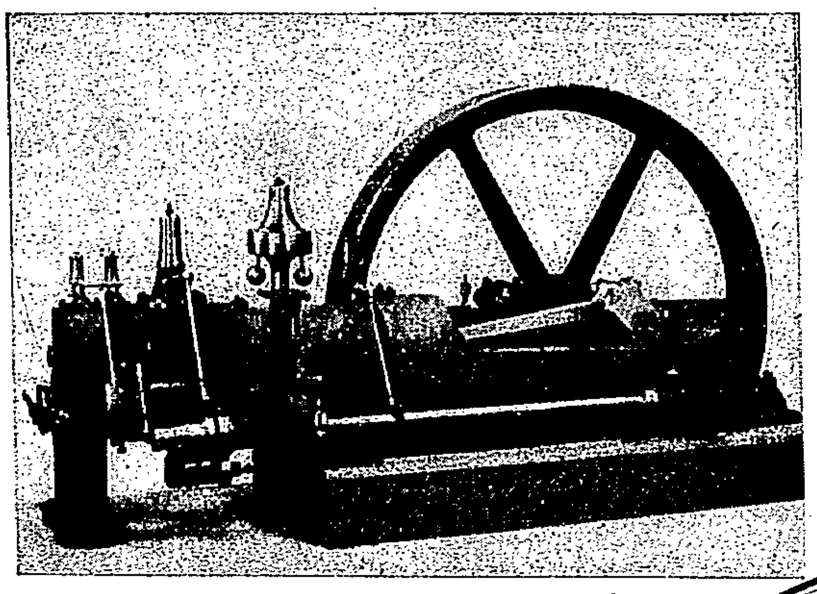
Un fort volume grand in-8° de 528 pages, avec 117 figures. Prix : broché, 20 fr. ; cartonné..... 21 fr. 50

L. PÂRIS & Cie
INGÉNIEURS-MÉCANICIENS

19, rue Montéra. -- PARIS

PALANS PARIS A VIS TANGENTE EN DESSOUS
CRICS — TREUILS — MONTE-CHARGES
PONTS-ROULANTS — GRUES — VÉRINS

LOCATION D'APPAREILS PUISSANTS. — FABRIQUE DE CHAINES
Palans de tous systèmes



AGENCE GÉNÉRALE :

60, Rue de Provence, 60

PARIS

SOCIÉTÉ ANONYME DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE D'ANZIN

MOTEURS WINTERTHUR

de 1 à 1.000 chevaux

GAZ DE VILLE

GAZ PAUVRE

GAZ DE HAUTS-FOURNEAUX

ESSENCE — PÉTROLE — ALCOOL

Les mieux construits. — Les plus perfectionnés.

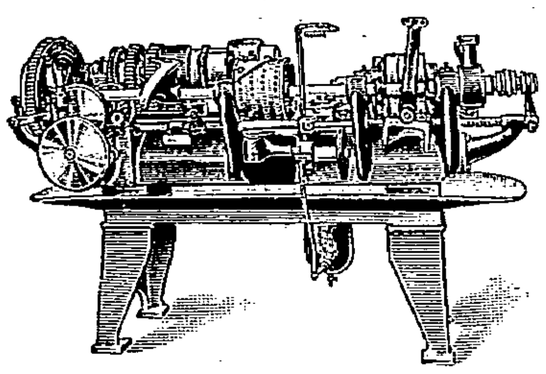
LE PROGRÈS INDUSTRIEL

TOURS REVOLVER

automatiques

TOURS AUTOMATIQUES

Envoi du catalogue spécial sur demande



On peut voir fonctionner de ces machines à notre atelier de démonstrations, 42 *bis*, rue de Chabrol.

Société Anonyme Française **STERN-SONNEBORN**
Au capital de 650.000 fr.
Anciens établissements STERN Frères et Cie
A **PANTIN** près **PARIS.**

HUILE STERNOLINE
pour cylindres à vapeur, tiroirs, organes de machines, transmissions, etc

HUILE SOLUBLE DANS L'EAU
pour tarauder, percer, fraser et pour cylindres à air

GRAISSES SPÉCIALES POUR CABLES
métalliques, en chanvre, maille ou coton

GRAISSE ADHÉRENTE
en pains, pour courroies, en cuir, coton, poils de chameau, etc.

Graisse consistante

MARQUE STC DÉPOSÉE

ENDUIT ÉLASTIQUE
pour engrenages

GRAISSE UNIVERSELLE
"Glandoline"
pour chaudières tubulaires, robinets, écrous, boulons, etc.
RÉFRIGÉRANT DES COUSSINETS ÉCHAUFFÉS

PATE ANTIFRICTION "STERN"
pour boîtes à bourrages et tiges de pistons

CARBOLINEUM "STERN"
Enduit hydrofuge antiseptique pour la conservation du bois.

GRAISSES SPÉCIALES POUR TOURILLONS.

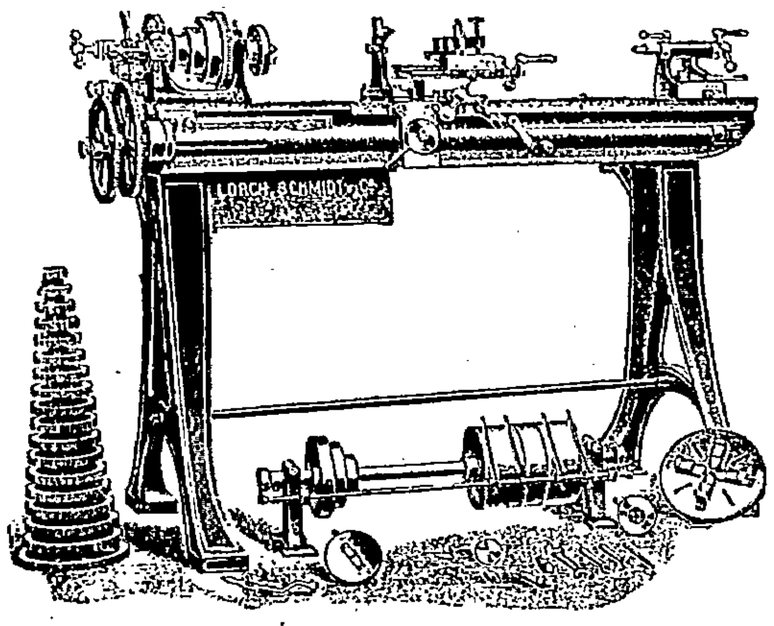
DIPLÔME DE GRAND PRIX & MÉDAILLES D'OR
AUX EXPOSITIONS UNIVERSELLES

TOURS DE PRÉCISION LORCH

POUR PETITE ET GROSSE MÉCANIQUE

Tours à tourner, à filetter à Manchons et Parallèles

Envoi du Prix-courant illustré, franco sur demande



AGENTS DÉPOSITAIRES

Henri PICARD & Frère

131, Boulevard Sébastopol

PARIS

APPAREILS DE LEVAGE

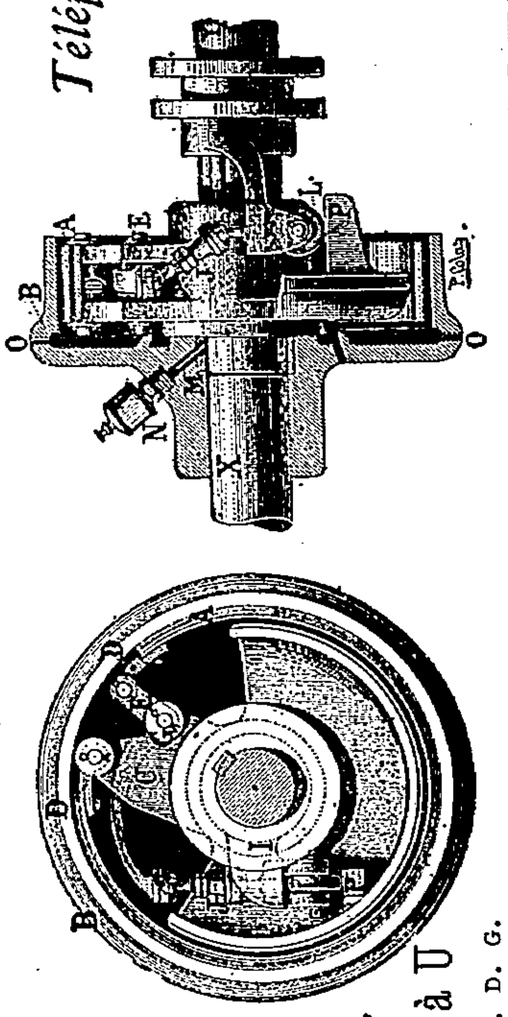
à bras électriques ou à vapeur

Systèmes Mégy et autres.

EMBRAYAGES A FRICTION

Rationnels, Progressifs, (Brevetés S. G. D. G.)

Téléphone 533.16



Poulies en fer à bras en fer à U

BREVETÉ S. G. D. G.

TRANSMISSIONS PALIERS-GRAISSEURS

J. BONNAFFOUS Ingénieur-Constructeur (A. et M.), 49, rue des Cloys.

Ancienne maison Merlot, PARIS.

TABLE ALPHABÉTIQUE DES ANNONCES

	PAGES
Alexis-Godillot (G.)	14
Andernach (A.-W.)	10
Benoît (E.)	1
Bernier (Vve et Co)	Couverture
Biétrix, Leflaive et Cie	Couverture
Bonnafous	2
Bonvillain	7
Burton fils	15
Chalanqui Beuret	6
Cie des chaînes Simplex	12
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston	6
Cie industrielle des procédés Raoul Pictet	12
Cie Magnolia	10
Courtier	14
Demoor	4
Despaigne (H.)	6
Dumont (L.)	14
Elwell (Etablissements)	12
Farcot (E.)	16
Farcot frères et Cie	13
Henry (R.)	13
Huré (P)	16
Kestner (Paul)	14
Klepp	6
Lejeune (Marcel)	Couverture
Merville (C.)	14
Mestral (G. et P. de)	16
Michelin	Couverture
Muller et Roger	5
Munzing et Cie	3
Naeyer (de) et Cie	Couverture
Pâris (L.) et Cie	1
Pelon et Roger	9
Picard (Henri) et frère	2
Pinette (G.)	4
Poillon (Edouard)	5
Prat (Louis)	11
Progrès industriel	2-15
Régnier (P.)	16
Richard (J.)	1
Roch (Pierre)	14
Rogers (R.) et Cie	9
Sautter, Harlé et Cie	16
Schwade (Otto) et Cie	15
Schwoerer (Emile)	Couverture
Sloan et Cie	3
Société alsacienne de Constructions Mécaniques	11
Société anonyme de Mécanique industrielle d'Anzin	1
Société des générateurs Altmann	10
Société française du Métal anti-friction glacier	8
Société française des pompes Worthington	8
Société de Laval	6
Stern Frères et Cie	2
Strube et fils	8
Taveau	16
Temple et Walch (De)	9
Tiersot (A.)	16
Wanner et Cie	Couverture

RÉPERTOIRE PAR SPECIALITÉS

DES

PRINCIPAUX FOURNISSEURS DE LA CONSTRUCTION MÉCANIQUE

ACCESSOIRES POUR CHAUDIÈRES ET MACHINES A VAPEUR

PAGES

Alexis Godillot (G.) 14
Klepp 6
Michelin ..... Couverture
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3
Poillon (Edouard) 5
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

AGRAFES POUR COURROIES

Wanner et Cie ..... Couverture

ANTI-FRICTION

Cie Magnolia 10

APPAREILS A AIR COMPRIMÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 9

APPAREILS DE LEVAGE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Bonnafous 2
Paris (L.) et Cie 1
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

APPAREILS DE MESURE

Richard (J.) 1

APPAREILS DE PRÉCISION

Richard (J.) 1

APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie franç. pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston 6
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

BREVETS D'INVENTION

Merville (C.) 14
Mestral (G. et P. de) 16

BRONZE

Chalanqui Beuret 6

BRONZE PHOSPHOREUX

Muller et Roger 5

CABLES MÉTALLIQUES

PAGES

Pelon et Roger 9

CALIBRES A COULISSES

Roch (Pierre) 14

CAOUTCHOUC MANUFACTURÉ

Michelin ..... Couverture

CARTON BITUMÉ

Andernach (A.-W.) 10

CHAINES

Benoit (E.) 1
Pâris (L.) et Cie 1

CHAUDIÈRES

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Munzing et Cie 3
Naeyer (de) et Cie ..... Couverture
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

CHAUDRONNERIE

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4

CHAUFFAGE INDUSTRIEL

Munzing et Cie 3

CIMENT VOLCANIQUE

Andernach (A.-W.) 10

COMPRESSEURS D'AIR

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Elwell 12
Pinette (G.) 4
Rogers (R.) et Cie 9

CONDENSEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture

COURROIES

Regnier 16
Wanner et Cie ..... Couverture

CRICS

Bonnafous 2
Pâris (L.) et Cie 1
Société alsacienne des Constructions Mécaniques 11

DÉTENDEURS

Klepp 6
Muller et Roger 5
Munzing et Cie 3

EAU DISTILLÉE

PAGES

Kestner (P) 14

ÉLECTRICITÉ

Cie franç. pour l'Exploitation des procédés Thomson-Houston 6
Farcot Frères et Cie 13
Pinette (G.) 4
Sautter, Harlé et Cie 16
Société alsacienne de Constructions Mécaniques 11

ÉLÉVATEURS-TRANSPORTEURS

Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Cie des chaînes Simplex 12
Farcot (E.) 16

EMBRAYAGES ET DÉBRAYAGES

Bonnafous 2
Taveau 16

ENGRENAGES

Lejeune (Marcel) ..... Couverture

FONDEURS EN CUIVRE

Muller et Roger 5

FOURNITURES GÉNÉRALES POUR USINES

Munzing et Cie 3
Regnier 16
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

FOYERS POUR CHAUDIÈRES

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5

FUMIVORITÉ

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon, 7, rue Le Roux à Amiens 5
Prat (Louis) 11

GÉNÉRATEURS

Société des générateurs Allmann 10

GRAISSEURS

Henry (R.) 13
Munzing et Cie 3
Stern Frères et Cie 2
Wanner et Cie ..... Couverture

GRILLES DE FOYERS

Alexis-Godillot (G.) 14
Biétrix, Leflaive et Cie ..... Couverture
Poillon (Edouard) 5

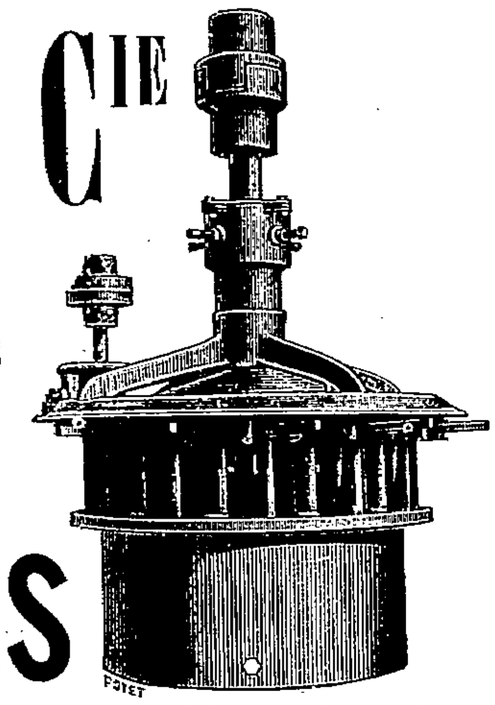
SLOAN ET Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

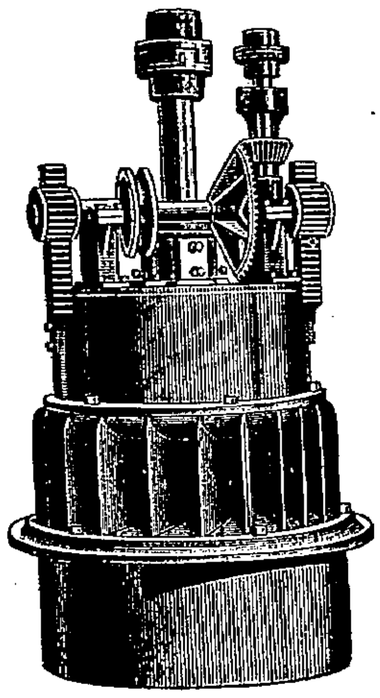
17, rue du Louvre, PARIS

(TÉLÉPHONE)

TURBINES



TURBINE TYPE *N S.*



TURBINE TYPE *M C.*

AMERICA

Pour débits variables, hautes et basses chutes

RENDEMENT GARANTI AU FREIN

80 à 85 %

Supérieur à celui de tout autre système en usage.

LES ROUES SONT COULÉES D'UNE SEULE PIÈCE

GRANDE RÉGULARITÉ DE MARCHE

LIVRAISON RAPIDE — PRIX MODÉRÉS

Catalogues et circulaires sur demande

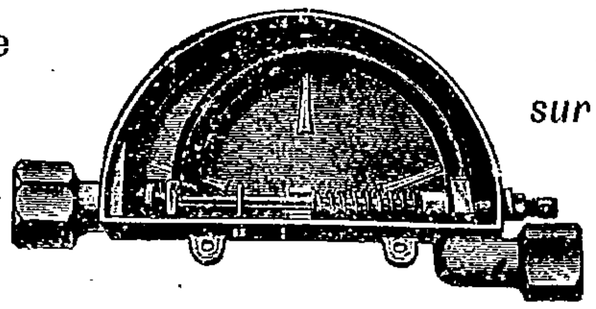
MUNZING & Cie

29, rue des Petites-Écuries. — *PARIS*

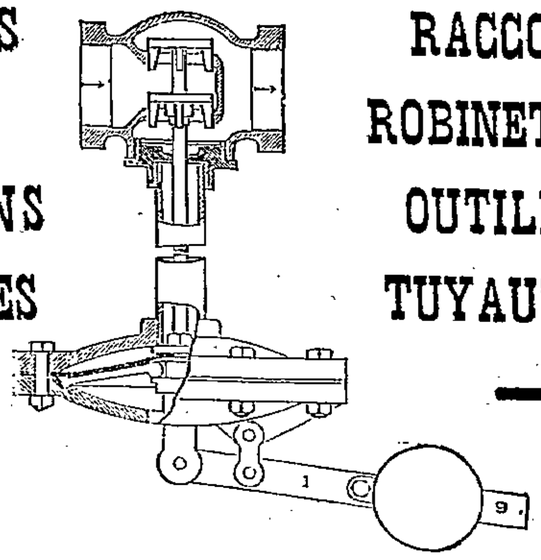
LONDRES — NEW-YORK

Catalogue Général

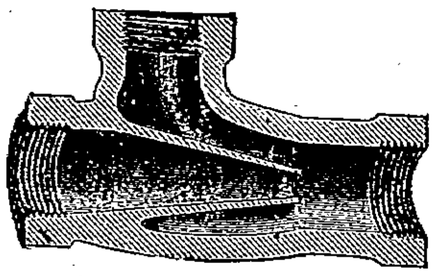
Franco sur demande

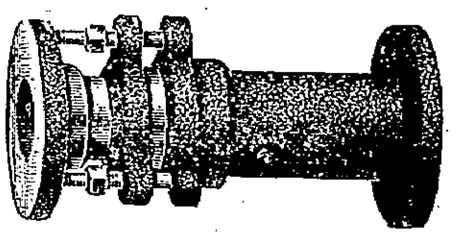


ACCESSOIRES POUR INSTALLATIONS INDUSTRIELLES



RACCORDS ROBINETTERIE OUTILLAGE TUYAUTERIE





G. PINETTE, CHALON-S-SAONE

MAISON FONDÉE EN 1830

Surface occupée par les usines : 3 hectares

Personnel : 350 ouvriers

EXPOSITIONS UNIVERSELLES PARIS

1878, Médaille d'Argent.

1889, 2 Médailles d'Or. — Croix de la Légion d'Honneur

1900, Grand Prix, Médaille d'Or

MATÉRIEL POUR MINES

Appareils ÉLECTRIQUES, à vapeur et à air comprimé

TREUILS DE DIVERS TYPES

POMPES SOUTERRAINES ET AUTRES

VENTILATEURS SYST. GENESTE-HERSCHER

pour le jour et pour le fond

COMPRESSEURS D'AIR SYST. WEISS — PERFORATRICES & BOSSEYEUSES

CASSE-COKE & CASSE-CHARBON

Crible giratoire Système COXE

INSTALLATIONS COMPLETES

de cassage, criblage et lavage, de sièges d'extraction, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES DE CONDENSATIONS CENTRALES

MATÉRIEL POUR TUILERIES ET BRIQUETERIES

BROYEURS, MALAXEURS

MACHINES A ÉTIRER

Presses à friction

PRESSES A CINQ PANS

à simple et à double pression.

PRESSES POUR BRIQUES

Presse spéciale pour carreaux

MACHINES A TUYAUX

MOULES, FILIÈRES, MONTE-CHARGES, TOILES SANS FIN, ETC.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

de Tuileries et briqueteries, Fabriques de Briques réfractaires, Fabriques de briques de Lattier, etc

MACHINES A VAPEUR, CHAUDIÈRES, TRANSMISSIONS, ETC.

LOCOMOTIVE COMPOUND PERFECTIONNÉE

M. Samuel M. Vauclain, titulaire du Brevet français du 9 juin 1901, n° 311-448, pour : *Perfectionnements dans les locomotives à vapeur compound*, désirant donner de l'extension à l'exploitation de son invention, serait disposé à accorder des licences ou à céder totalement ou partiellement son Brevet.

Pour tous renseignements, s'adresser à M. Vauclain, à Philadelphie (États-Unis d'Amérique) ou à M. Armengaud jeune, Ingénieur-Conseil, 23, Boulevard de Strasbourg, à Paris.

Maison importante construisant les chaudières multitubulaires, semi-tubulaires, à foyers intérieurs, etc., demande *ingénieur-représentant* pour les départements du Nord et du Pas-de-Calais, ayant des relations dans ces départements.

Adresser conditions et références au Bureau du Journal.

ATELIERS DEMOOR

(FIRME J. & M. DEMOOR, H. DEMOOR & Cie SUCCRS)

299, Chaussée d'Anvers

BRUXELLES

Adresse télégraphique : **Ateliers-Demoor-Bruxelles**

TÉLÉPHONE 1622

Représentant général pour la France :

H. LEVEUGLE, INGÉNIEUR

185, Boulevard Voltaire, PARIS

CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

MACHINES-OUTILS

POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX

Exposition Universelle Paris 1889-1900, MÉDAILLE D'OR

Exposition Universelle Anvers 1894, GRAND PRIX

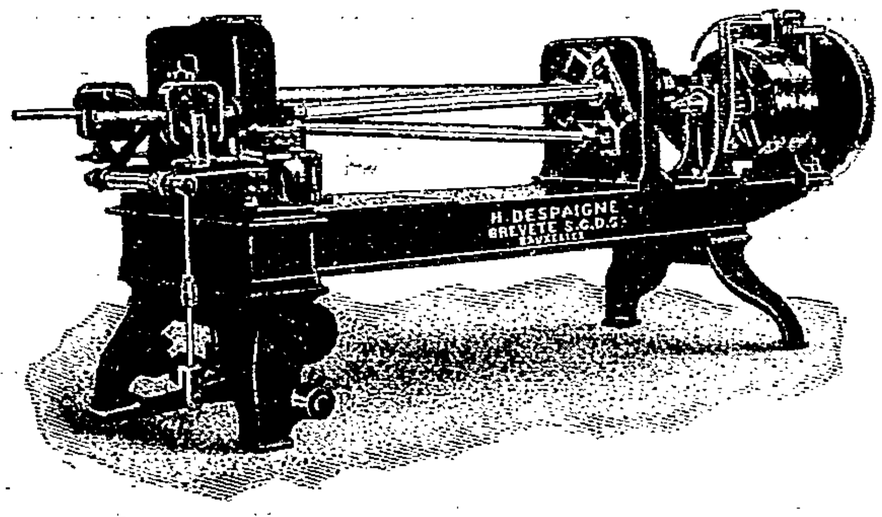
Exposition Universelle Bruxelles 1897, HORS CONCOURS

CONSTRUCTION DE MACHINES SPÉCIALES

ET

Entreprise générale d'Installations Industrielles

Pour fabrique de : boulons, écrous, rivets, crampons, tire-fonds, limes, tubes étirés, fers à cheval, vis à glace, clous à ferrer, clous de chaussures, vis à bois, pièces estampées en tous genres, pointes de Paris, chevilles, semences, grillages, ronces artificielles, clous dorés, tréfileuses, etc., etc.



MACHINES-OUTILS DIVERSES

Machines-outils spécialement étudiées et construites pour la production en masse de pièces ouvrées de petites et moyennes dimensions.

Etude et construction de toutes machines nouvelles pour fabrication de pièces diverses suivant échantillons ou croquis.

H. DESPAIGNE

Ingénieur-Constructeur

BUREAUX

BRUXELLES

148, rue Berckmans

Téléphone n° 320.

Adresse télégraphique : DESPAIGNE BRUXELLES

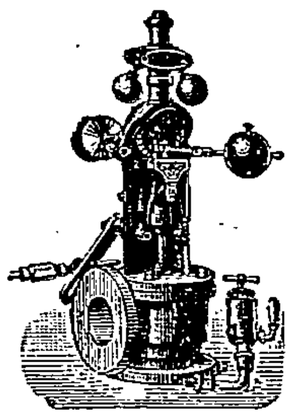
Codes Used Lieber's The Engineering A. B. C. A. 1.

Ateliers : ANDERLECHT — BRUXELLES

W. KLEPP

Successeur de **HOEFERT & PAASCH**

54, Boulevard Richard-Lenoir, PARIS

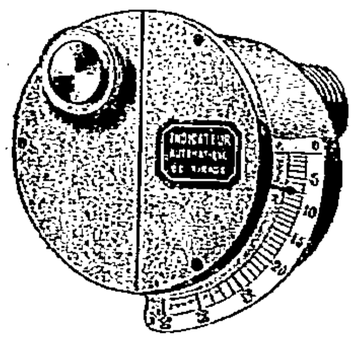


CONSTRUCTION

générale

D'APPAREILS ACCESSOIRES

pour chaudières et machines à vapeur



RÉGULATEURS D'EXPANSION

(Appareils à détente)

donne aux machines à tiroir simple, les avantages de la distribution *Corliss*.

Indicateurs de tirage
Pyromètres
Analyseurs de gaz
pour le contrôle de la chauffe dans les foyers industriels

POMPES

à vapeur, rotatives et demi-rotatives

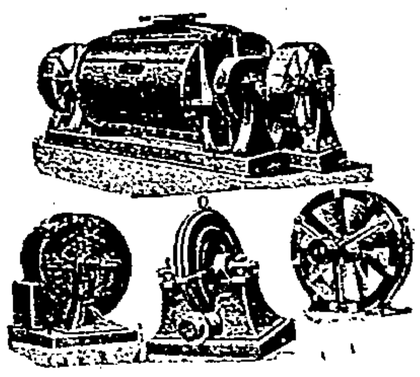
Pulsomètres à distribution économique

APPAREILS A JET DE VAPEUR

Injecteurs d'alimentation

DÉTENDEURS DE VAPEUR

Purgeurs automatiques,



VENTILATEURS

Centrifuges

et Système ROOT

Pour forges et fonderies, machines à jet de sable, chauffage, séchage, aspiration de poussières, etc.

Envoi du tarif sur demande

Marque *Déposée*

L'EMPLOI DU BRONZE BEURET

Offre tous les avantages des Métaux blancs (dits antifriction) et des Bronzes, sans en avoir les inconvénients

(Essais Officiels du Laboratoire de l'État)

CHALANQUI BEURET

47, rue de Châteaudun, PARIS

TÉLÉPHONE 241-37

Compagnie Française pour l'Exploitation des procédés

THOMSON-HOUSTON

Capital : 40 Millions

10, RUE DE LONDRES, PARIS

Éclairage à arc et à incandescence

DYNAMOS—MOTEURS—TRANSFORMATEURS

Transport de Force

LOCOMOTIVES BASSES POUR MINES

PONTS ROULANTS ET TOURNANTS

Haveuses — Perforatrices

TRACTION ÉLECTRIQUE

ATELIERS DE CONSTRUCTION : *41, rue des Volontaires, PARIS*

SOCIÉTÉ DE LAVAL

48, rue de la Victoire, PARIS

EXPOSITION UNIVERSELLE 1900

Hors Concours. Membre du Jury

TURBINES

à Vapeur

DE

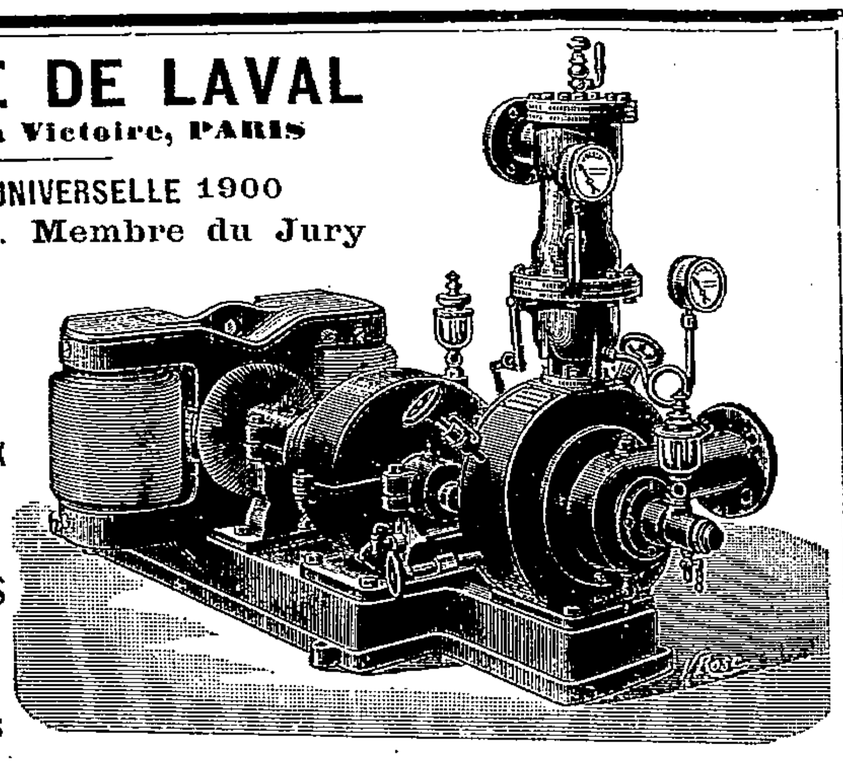
5 A 1.000 CHEVAUX

et au-dessus

3.000 MACHINES

en service

Installations électriques



Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris.

LA MÉCANIQUE

A L'EXPOSITION DE 1900

Tome I.

I. — Installations mécaniques à l'Exposition.
II. — Chaudières à vapeur.
III. — Machines à vapeur.
IV. — Moteurs à gaz et à pétrole.
V. — Moteurs hydrauliques.

Tome II.

VI. — Pompes.
VII. — Régulateurs. Machines marines.
VIII. — Appareils de levage et de manutention.
IX. — Appareils de sécurité.
X. — Machines-outils.
XI. — Mécanique de la forge.

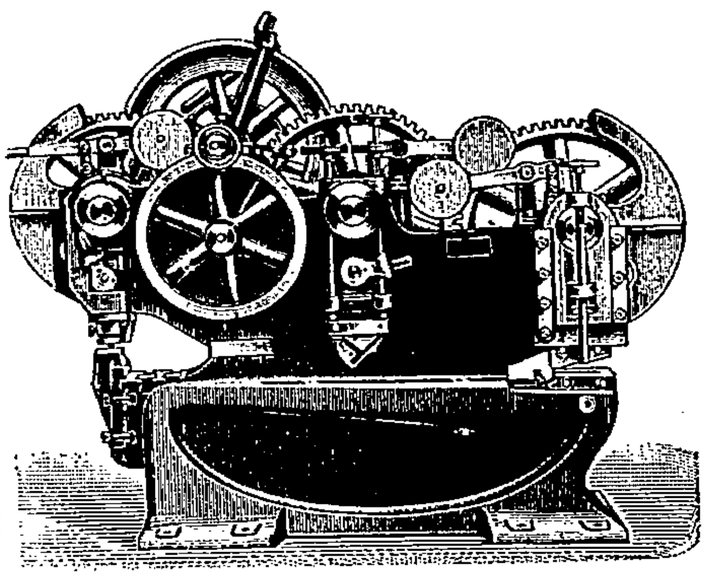
Tome III.

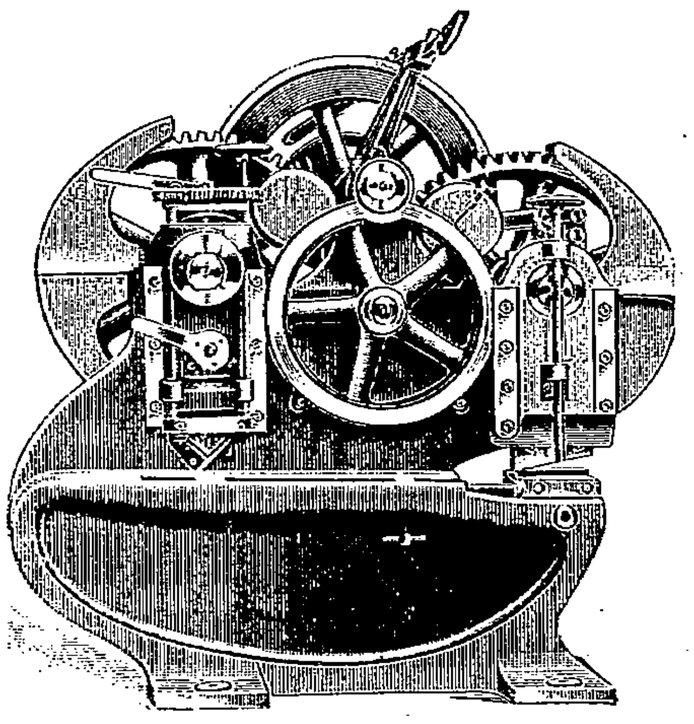
XII. — Exposition rétrospective.
XIII. — Machines frigorifiques.
XIV. — Matériel agricole.
XV. — Artillerie.
XVI. — Automobiles et cycles.
XVII. — Applications mécaniques de l'électricité.

3 beaux volumes formant ensemble 1.954 pages (32 × 22) avec 3.025 figures et 7 planches.

60 FRANCS

Le prix de la collection est payable à raison de 10 francs tous les mois sur des quittances présentées par la poste, ou au comptant à 54 francs net.





Téléphone 120-59

Adresse télégraphique :
BONVILLAIN-PARIS

Nouvelle Cisaille

PERMETTANT DE

COUPER DANS N'IMPORTE QUEL SENS

UNE TOLE DE DIMENSIONS QUELCONQUES

Évite les longues et encombrantes cisailles à longues échancrures.
Permet la coupe de profilés quelconques sans changer de lame.
Permet de poinçonner dans les ailes des profilés aussi près de l'âme qu'on le désire.
Coupe et poinçonne tôle et profilés de toutes dimensions.

DEMANDER LE CATALOGUE SPÉCIAL

OUTILLAGE SPÉCIAL
pour la construction des PONTS, CHARPENTES, CHAUDIÈRES, NAVIRES, etc.

MACHINES A PLANER ET A CINTRER ET A EMBOUTIR LES TOLES DE TOUTES PUISSANCES

MACHINES SPÉCIALES
pour le cintrage des mâts, des tôles de quille et de coque.

MACHINES PORTATIVES POUR CHANTIERS

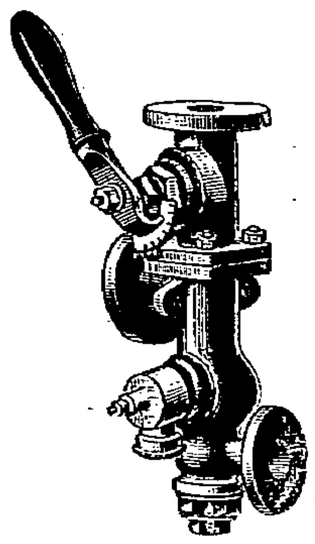
RIVEUSES HYDRAULIQUES
PNEUMATIQUES A PERCUSSION ET A PRESSION HYDRO-PNEUMATIQUES, etc.
COMPRESSEURS D'AIR, POMPES ET ACCUMULATEURS HYDRAULIQUES, ETC., ETC.

PH. BONVILLAIN, Ingénieur-Représentant
PARIS — 6, RUE BLANCHE, 6 — PARIS

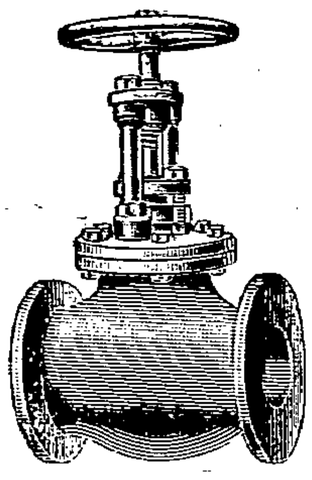
H. STRUBE & FILS Ingénieurs-Constructeurs

rue Hortense à MONTROUGE, près Paris

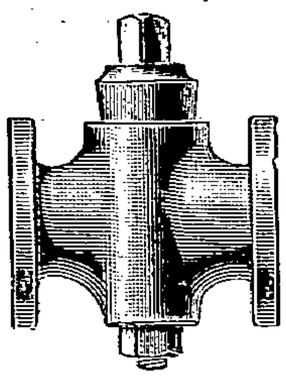
Fournisseurs des Ministères et des Chemins de fer



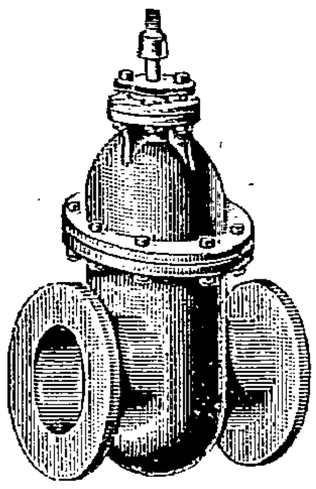
Injecteurs Re-Starting.



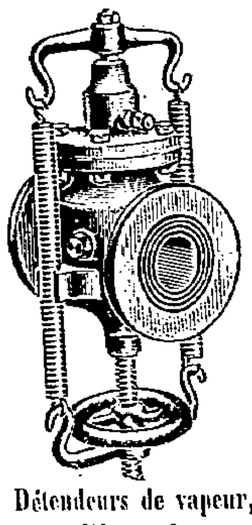
Robinets soupapes.



Robinetterie générale.



Robinets vannes



Détendeurs de vapeur, modèle marine.

FONDERIE DE BRONZE ET CUIVRE

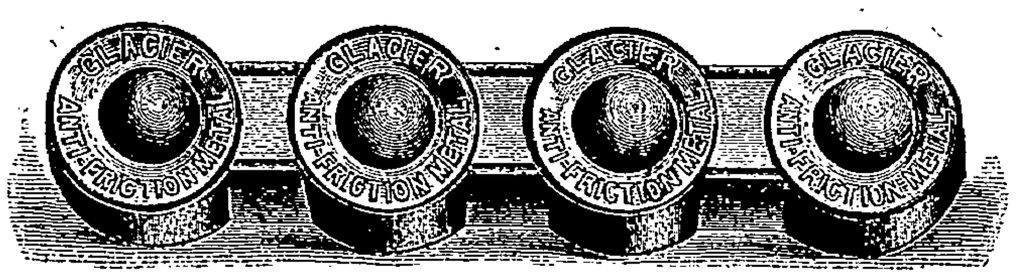
Accessoires pour Chaudières et Machines à vapeur. — Soupapes de sûreté. — Indicateurs de niveau d'eau. — Manomètres. — Pyromètres. — Purgeurs automatiques. — Régulateurs de vitesse. — Graisseurs mécaniques.

Robinets et Appareils pour conduites d'eau. — Robinets vannes-clapets de retenue. — Bouches d'incendie. — Bornes-fontaines, etc.

Envoi franco du Catalogue

« MÉTAL ANTI-FRICTION GLACIER »

MARQUE DÉPOSÉE



MARQUE DÉPOSÉE

Fac-simile d'un lingot du métal Glacier

Pour toutes espèces de coussinets, de machines en tous genres, garnitures métalliques de tiges de piston, etc., possèdant au plus haut degré, les qualités spéciales d'anti-friction et de lubrification. — Fabrication de métaux anti-friction de tout titre, bruts ou ouvrés.

Pour tous Renseignements, Prix, Commandes, etc., s'adresser à la

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DU MÉTAL ANTI-FRICTION « GLACIER »

22, RUE DE LONDRES. — PARIS. — TÉLÉPHONE : 230-61

Fournisseur des diverses Administrations de l'État et des Grandes Compagnies de Chemins de Fer, Traction et Navigation françaises.

POMPES WORTHINGTON

WORTHINGTON

MARQUE DÉPOSÉE

GRAND PRIX

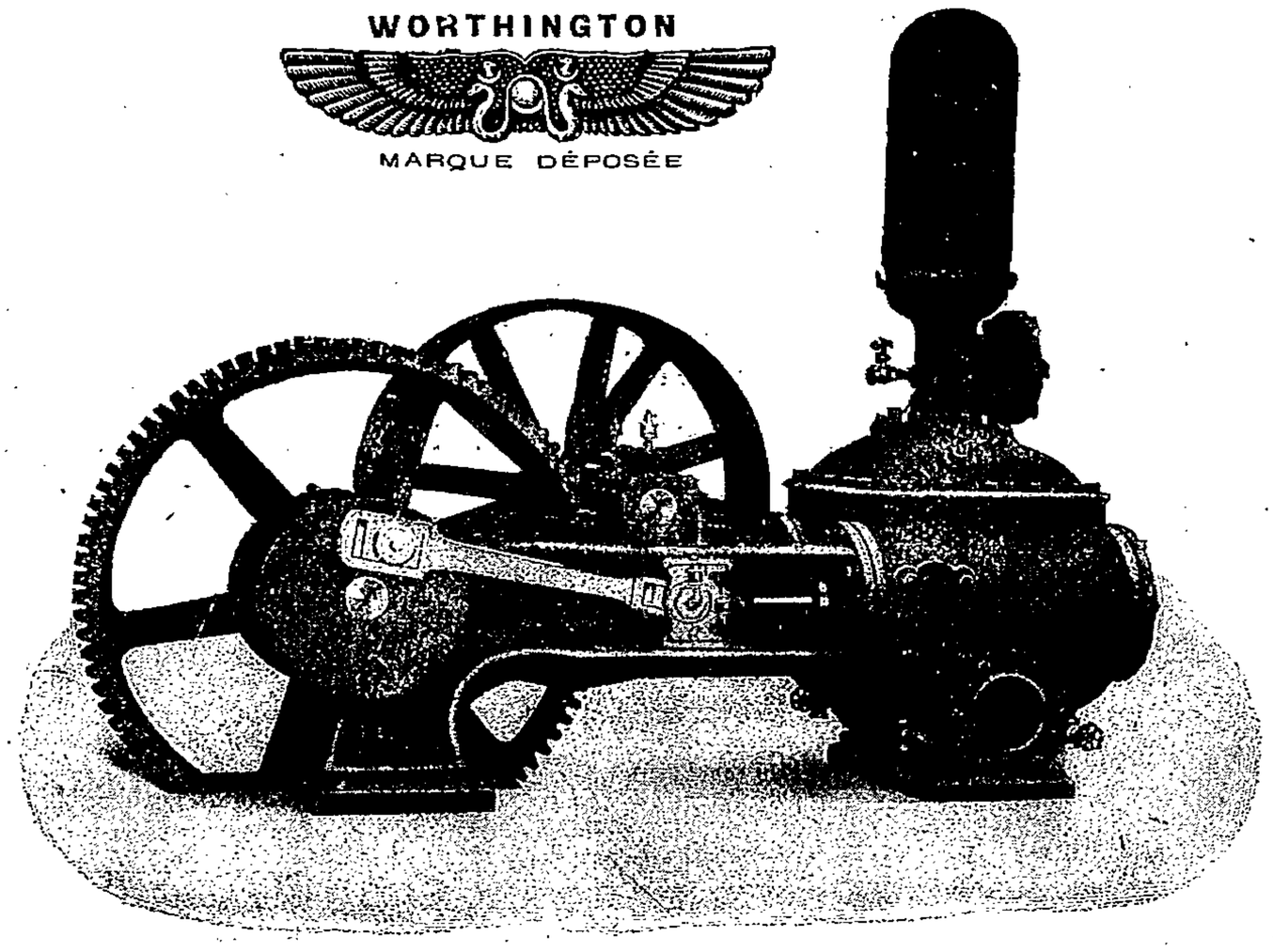
EXPOSITION UNIVERSELLE

PARIS 1889

2 GRANDS PRIX

2 MÉDAILLES D'OR

PARIS 1900

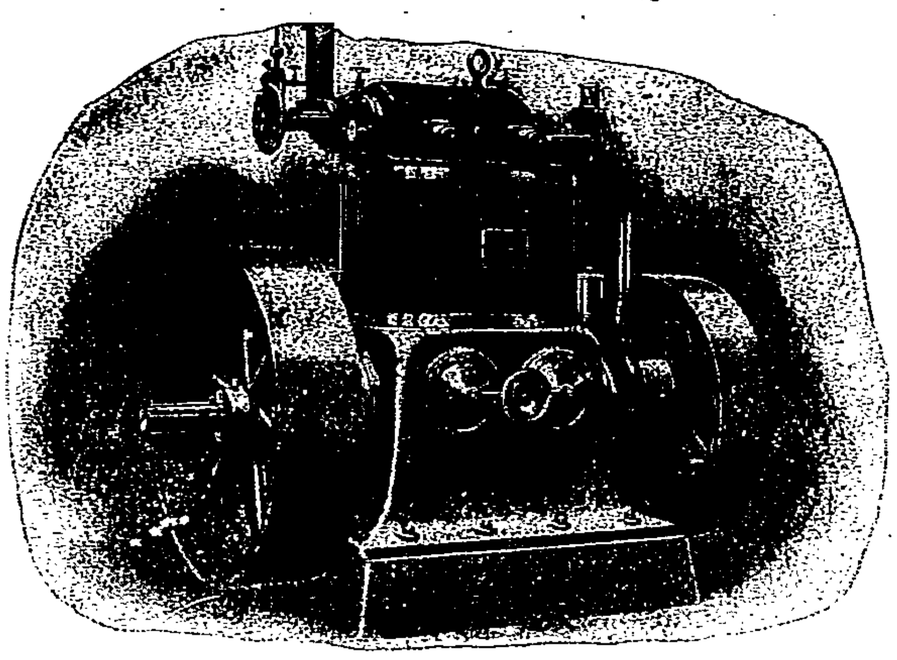


Pompe à moteur *Worthington.*

SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES POMPES WORTHINGTON

43, Rue Lafayette, PARIS

ÉCONOMIE, DURÉE,
GRAISSAGE AUTOMATIQUE



Machines à Vapeur "WESTINGHOUSE"

Simples et Compound de 1/2 à 6.000 chevaux

Six médailles d'or. — Grand prix. — Diplôme d'honneur

MOTEURS A GAZ, A PÉTROLE, A ALCOOL

Groupes électrogènes avec dynamos de tous systèmes, commande de pompes, ventilateurs. Installations industrielles

COMPRESSEURS D'AIR. — POMPES A VIDES. — POMPES ALIMENTAIRES

R. ROGERS & Cie

Ingénieurs Agents Exclusifs

Adresse télégraphique : ROGWETS-PARIS — 1, rue Saint-Georges, PARIS — Téléphone : 124-28

HERM. HARTUNG, constructeur, à DUSSELDORF

DE TEMPLE & WALCH, SUCCRS

Société à responsabilité limitée.

Représentant pour la France : **F. SCHMIDT**

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

17, Boulevard Haussmann, PARIS (IXe)

SECTION I

SPÉCIALITÉ DE RÉGULATEURS

pour Machines à vapeur, Turbines à vapeur et hydrauliques. Moteurs à gaz, à pétrole et à alcool, etc.

RÉGULATEURS A RESSORT

avec articulations équilibrées à énergie progressive ou constante, maximum de sensibilité, minimum de frottement, régularité et uniformité les plus considérables atteintes jusqu'à ce jour.

RÉGULATEURS A RESSORT PSEUDOASTATIQUES

employés comme régulateurs à grande vitesse avec variation du nombre de tours de 200 % et plus.

RÉGULATEURS A BOULES

ET

VALVES RÉGULATRICES DE VAPEUR

15.000 appareils vendus jusqu'à présent.

APPAREILS DE SURETÉ

pour machines d'extraction « brevet SCHLUTER »

SECTION II

SPÉCIALITÉ D'OUTILS A AIR COMPRIMÉ

Marteaux pneumatiques,
Machines à percer, Appareils de levage, Riveuses, etc.

INSTALLATIONS COMPLÈTES

GEO. CRADOCK and Co

A WAKEFIELD (Angleterre)

FABRIQUE D'ACIERS AU CREUSET POUR TOUS USAGES

TRÉFILERIE

Câbles métalliques

En fils d'acier à grande résistance pour Mines.

Et toutes Applications industrielles :

EXTRACTION, PLANS INCLINÉS, TRAMWAYS
TRANSPORTS AÉRIENS
TRANSMISSIONS TÉLEDYNAMIQUES
LABOURAGE A VAPEUR, etc., etc.

CABLES DE FONÇAGE

de construction spéciale

SUPPRIMANT LA GIRATION

CABLES

construits suivant le système LANG, breveté : usure mieux répartie, flexibilité plus grande, durée considérable.

AGENTS GÉNÉRAUX

Et concessionnaires exclusifs pour la France et la Belgique

PELON & ROGER

INGÉNIEURS E. C. P.

PARIS, 76, Avenue de la République, 76, PARIS

CONDENSEURS "UNION" SYSTÈME BURNHAM

Fonctionnement économique et sans choc

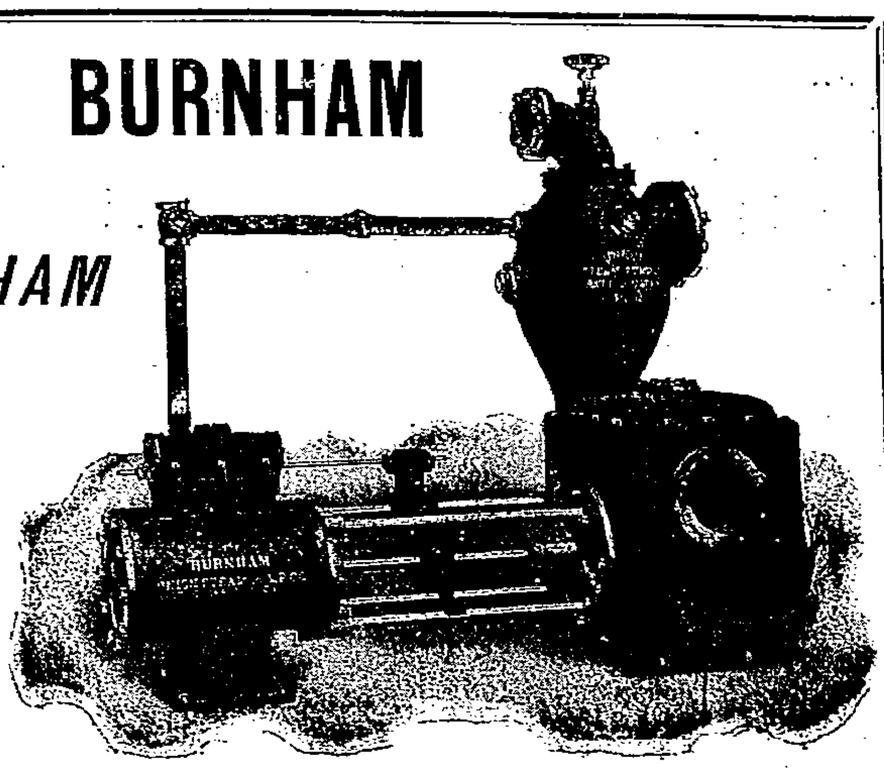
Pompes alimentaires "UNION" Système BURNHAM

Pour tous débits

POMPES CENTRIFUGES

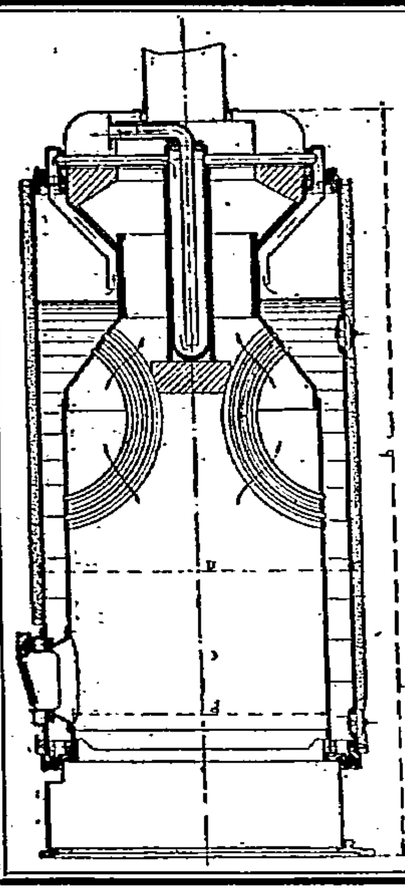
POMPES par COURROIE

Pour l'air, le vide et l'eau



AGENCE GÉNÉRALE

1, rue SAINT-GEORGES, *PARIS*



SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS ALTMANN (A. & M.)

18, rue de la Gare, LYON-VAISE — Téléph. 18.07

GÉNÉRATEUR A TUBES A LAMES

Avec ou sans retour de flammes

Breveté S. G. D. G.

Économie de charbon, 10 à 20 °/₀ sur les chaudières les plus perfectionnées.
Encombrement réduit. Absence d'incrustations.

Production intense, sans agitation.

Vapeur sèche ou surchauffée. Agencement mécanique.
Pas de maçonnerie; démontage facile et rapide.

RÉGULATEUR AUTOMATIQUE

d'alimentation et de niveau,
sans mécanisme ni frottement; extrême simplicité, *fonctionnement rigoureux.*

MOTEUR ÉCONOMIQUE SILENCIEUX A GRANDE VITESSE

à vapeur saturée ou surchauffée (Breveté S. G. D. G.)

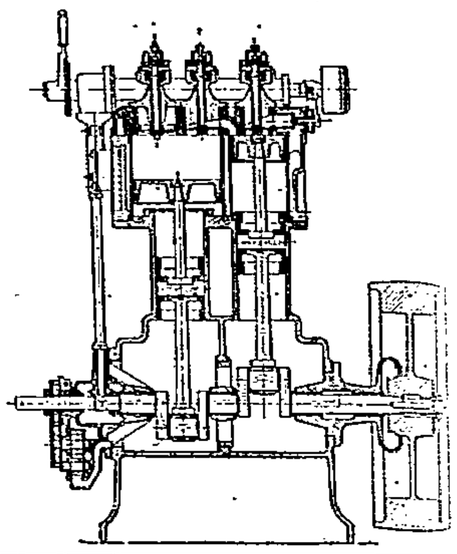
Grand rendement économique et mécanique

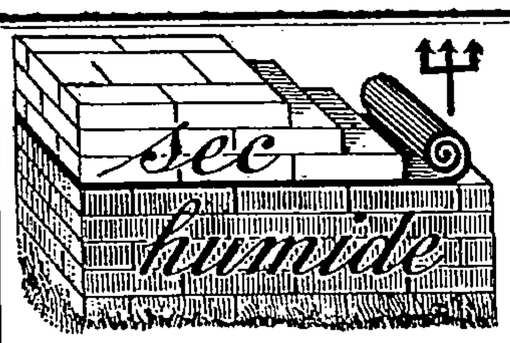
Aucune garniture; extrême propreté.

Distribution sans frottement
très simple, bien indépendante.

Détente variable
par régulateur sensible et puissant.
Écart de vitesse réduit au 1/100.
Chemise de vapeur.

Graissage automatique sous pression de tous les frottements.





Plaques isolatrices flexibles
« Andernach »
contre l'humidité montant du sol.

Carton bitumé

« ASFALTINA »

excessivement durable et imperméable.

Sur demande j'adresse gratis et franco mes notices avec échantillons.

Ciment volcanique
(ciment ligneux, ciment de bois)
« Andernach »
pour les
Toitures-Terrasses
imperméables.

Carbolinéum « Neptune » enduit conservateur couleur noyer.

A.-W. Andernach, Anvin par Boulogne-sur-Mer
Fabricant breveté de produits hydrofuges.

Cartons plissés imperméables
« Kosmos »
contre l'humidité des murs.

Vve Ch. DUNOD, Éditeur, quai des Grands-Augustins, 49, Paris VIe.

COMBUSTIBLES INDUSTRIELS

Houille, Pétrole, Lignite
Tourbe, Bois, Charbon de bois, Agglomérés, Coke

PAR

FÉLIX COLOMER
INGÉNIEUR CONSULTANT

CHARLES LORDIER
INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

Un volume grand in-8°, de 560 pages (25 × 16) avec 185 figures. Broché, **18** fr.; cartonné, toile pleine, **19** fr. **50**.

DÉPOTS et USINES
DANS LES CINQ PARTIES DU MONDE

Parmi nos clients, en FRANCE :

Cie de Chemins de fer.....	**88.000** kil.
Cie de Constructions navales...	**82.000** —
Cie de constructions électriques.	**18.975** —

Leurs commandes continuent

Commandes *en une seule fois :*

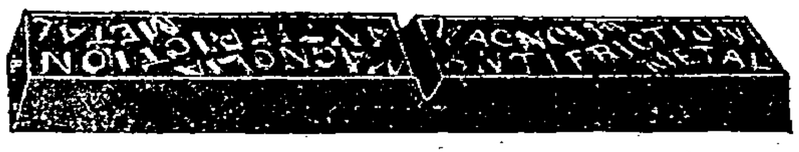
Mines d'or Kimberley.....	**20.000** kilogr.
Rand Mines.....	**10.000** —
Cie des Chemins de fer.....	**24.000** —

AUGMENTATION
DE RENDEMENT

La durée des Machines est doublée

MARQUE DÉPOSÉE

MAGNOLIA



De l'usage du MAGNOLIA résulte

ÉCONOMIE { DE PRIX / DE CHARBON / DE FORCE MOTRICE / DE LUBRIFIANTE

COMPAGNIE MAGNOLIA
50, rue Taitbout, PARIS

Adresse télégraphique : **METAMAGNO-PARIS**

Extrait d'une lettre d'une Société métallurgique française :

Les coussinets sur lesquels nous avons fait les essais sont pour dynamos marchant à 1.250 tours et sur la machine motrice électrique à une vitesse de 105 tours... *Nous pouvons dire qu'avec le* Métal MAGNOLIA *les coussinets ne chauffent pas; le métal ne se ronge pas, ni n'endommage les axes, sa durée est très grande; de plus, c'est un lubrifiant permettant de réaliser une économie d'huile... Le* Métal MAGNOLIA *augmente le pouvoir moteur et est le seul qui protège les axes et ne les use pas, il les émaille... Notre expérience nous permet de recommander l'emploi du* MAGNOLIA.

LE MEILLEUR MÉTAL ANTI-FRICTION
USINE A SAINT-DENIS

Exposition de Rouen 1896. — **MÉDAILLE D'ARGENT**

EXPOSITION UNIVERSELLE DE PARIS 1900 — Médailles de bronze et d'argent

La plus haute récompense accordée au tirage mécanique

TIRAGE MÉCANIQUE DES FOYERS

ET VENTILATION INDUSTRIELLE PAR ENTRAINEMENT D'AIR

Système Louis PRAT, breveté S. G. D. G., en France et à l'Étranger.

PRINCIPAUX AVANTAGES :

Procédé de tirage exigeant la force motrice la plus petite employée jusqu'ici c'est-à-dire moindre qu'un demi pour cent de la puissance des chaudières.

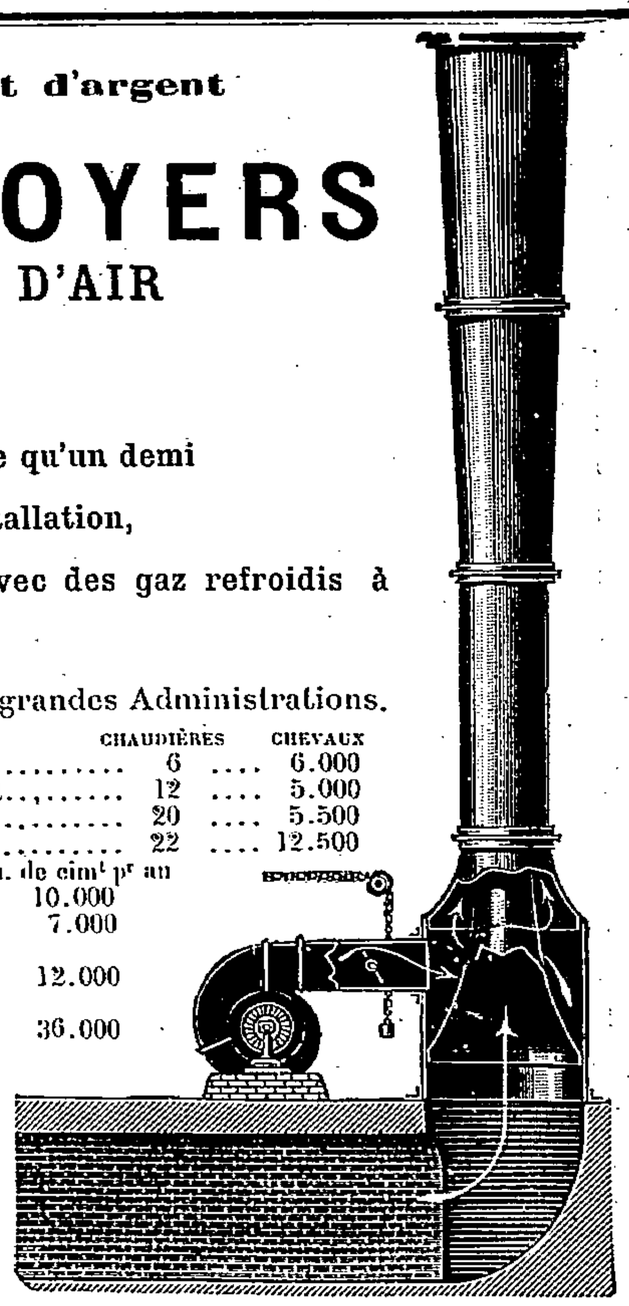
Pas d'arrêt, pas d'usure, pas de réparation, pas de bruits, et à la plus grande simplicité d'installation,

Suppression des hautes cheminées d'usine ;
Allures de combustion pouvant dépasser 150 kilos par mètre carré de grille-heure ;
Utillisation des mauvais combustibles ;
Suppression des carneaux ;
Certitude de fonctionnement, même avec des gaz refroidis à 100 degrés ;
Facilité de réglage de la chauffe.

FOURNISSEUR : des Ministères de la Guerre, de la Marine, des Finances, du Commerce, de la Ville de Paris et des grandes Administrations.

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Usine électrique Thomson-Houston à St-Mandé	1	750
— — — à Malakoff	6	2.000
— — Secteur Rive Gauche	3	1.300
— — — —	4	1.600
Établissements Gillet à Villeurbanne	4	1.000
— Michelin à Clermont-Ferrand	6	1.200
Filatures Pouyer-Quertier à Rouen	5	1.000
Teintureries Gaiffe et Watremez à Cambrai	4	1.200
— — —	6	1.800
Compagnie des Mines de Liguy-les-Aire	5	1.500
Société des zincs de la Campine en Hollande	6	1.800

	CHAUDIÈRES	CHEVAUX
Compagnie Électrique du Secteur des Champs-Élysées	6	6.000
— des Omnibus de Paris, usine de Billancourt	12	5.000
— des Mines des Marles à Marles	20	5.500
Schneider et Cie du Creusot	22	12.500
etc., etc.	fours	ton. de cim^t p^r an
MM. Vicat et Cie, à Grenoble	11	10.000
MM. Pavin de Lafarge à Marseille	4	7.000
Compagnie des ciments de Niel on Rupel en Belgique	11	12.000
Compagnie des Ciments Franco-Russe de Guelindijk (Four Hoffmann)	1	36.000



Soit 1.532.000 chevaux desservis par jour par ce nouveau procédé de tirage.

LOUIS PRAT

INVENTEUR

PARIS — 51, Rue Taitbout, 51 — PARIS

SOCIÉTÉ ALSACIENNE

DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES

Anciens Établissements André Koechlin et Cie de Mulhouse et Société de Grafenstaden.

Société anonyme au capital de 18.000.000 fr.

Usines à MULHOUSE — BELFORT — GRAFENSTADEN

MAISONS : A PARIS, 4, RUE DE VIENNE; A LYON, 3, RUE DE LA RÉPUBLIQUE

MACHINES A VAPEUR — TURBINES
CHAUDIÈRES — TRANSMISSIONS
LOCOMOTIVES ET MATÉRIEL DE CHEMINS DE FER

MACHINES pour FILATURE et TISSAGE de COTON, LAINE et SOIE
MACHINES pour IMPRESSIONS, TEINTURE, BLANCHIMENT et APPRÊTS
MACHINES-OUTILS pour ATELIERS de CHEMINS de FER et SPÉCIALITÉS

MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX ET A GAZ PAUVRE, pour forces de 100 à 5000 chevaux, GAZOGÈNES

Outillage usuel : **MÈCHES HÉLICOÏDALES, ALÉSOIRS, TARAUDS, CRICS, VÉRINS, ETC.**

ÉLECTRICITÉ

GROUPES ÉLECTROGÈNES, - DYNAMOS GÉNÉRATRICES & RÉCEPTRICES à courant continu et à courants polyphasés pour toutes vitesses & toutes puissances. - ALTERNATEURS AUTO-EXCITATEURS COMPOUNDÉS Système HEYLAND. TRANSFORMATEURS, COMMUTATRICES, CONVERTISSEURS, SURVOLTEURS pour courant continu & pour courants triphasés. TREUILS, GRUES, CABESTANS, PONTS ROULANTS, à commande électrique. - MACHINES D'EXTRACTION ÉLECTRIQUES POMPES ÉLECTRIQUES d'exhaure. - MATERIEL ÉLECTRIQUE pour MINES. - Installations complètes de STATIONS CENTRALES de distribution d'énergie pour VILLES, MINES, TRAMWAYS, USINES DIVERSES. - TRANSPORTS d'énergie à grande distance. CABLES ÉLECTRIQUES pour toutes applications.

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

GRANDS PRIX : MACHINES A VAPEUR, MACHINES-OUTILS, MACHINES DE FILATURE, DE TISSAGE ET D'IMPRESSIONS, ÉLECTRICITÉ.

MÉDAILLE D'OR : CABLES TÉLÉPHONIQUES, MÉTALLURGIE

FROID ET GLACE

COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS

RAOUL PICTET

Plus de 1.000 Installations

CONDUITE DES APPAREILS SIMPLE ET FACILE

AUCUN DANGER D'EXPLOSION OU D'INCENDIE

Bureau technique spécial pour installations complètes de Brasseries & Malteries

APPAREILS DE BRASSAGE PERFECTIONNÉS

ETUDES DE TOUTES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

Envoi Franco de Devis et Prospectus

PARIS — 28, RUE DE GRAMMONT, 28 — PARIS

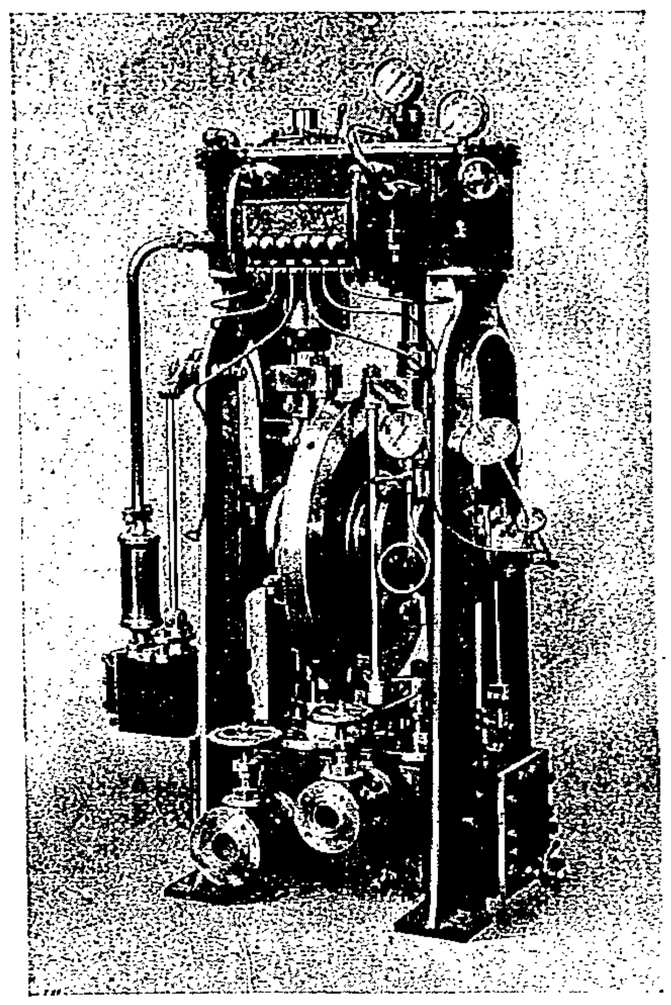
ETABLISSEMENTS ELWELL

194, Avenue de Paris — Plaine de Saint-Denis

1851. Londres, Médaille de bronze. — 1855. Paris, Médaille d'argent. — 1867. Paris, Médaille d'or. — 1878. Paris, Grand prix, Médaille d'argent. — Exposition de 1900. Paris : 1 Grand prix, 2 Médailles d'or, 1 Médaille d'argent.

Machines-outils : machines spéciales pour les arsenaux de la Guerre et de la Marine; machines pour le tournage, le forage, le rayage, le travail des culasses et des viroles pour canons de gros calibres; machines spéciales pour tournage et forage des arbres d'hélice de toutes dimensions; machines pour le travail des coques et des plaques de blindage; machines spéciales pour le travail des roues de locomotives et de wagons, ainsi que des fusées des essieux.

Type de Compresseur fournissant à l'heure à la vitesse de 300 tours, 750 litres d'air à 100 kilogrammes de pression.



Tours spéciaux à très grande production permettant d'employer les aciers à très haute résistance.

Compresseurs d'air à basse pression pour les outils pneumatiques, et à forte pression pour le service des torpilles, de l'aérostation et des bateaux-phares.

Tubes lance-torpilles sous-marins et aériens.

Obus de 37 millimètres à 100 millimètres pour l'artillerie de marine; fonte et acier, rupture et semi-rupture.

Appareils de voie. Études des appareils spéciaux sur demande; fourniture des appareils courants par grosses quantités; changements; croisements; traversées-jonctions; bretelles, à toutes les Compagnies de chemin de fer et en particulier à la Compagnie de l'Est et au Métropolitain.

ÉLÉVATEURS TRANSPORTEURS **SIMPLEX**

43, Rue Lafayette, PARIS

Tome XIV. — N° 2. REVUE MENSUELLE 29 Février 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRÜLL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'École centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'École des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

DÉPÔT LÉGAL SEINE N° 178 1904

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 29 FÉVRIER 1904

Notice biographique sur R. H. Thurston, par V. Dwelshauvers-Dery, p. 101.
Sur les phénomènes de la combustion dans les moteurs fixes à alcool, par M. Sorel (*suite*), p. 121.
Les turbines à vapeur et l'avenir des moteurs thermiques, d'après M. Stodola, professeur à l'École Polytechnique de Zurich (*suite*), p. 152.
Chronique (G. R.). Fabrication des roues aux ateliers de Defiance Ohio, p. 173 ; Note sur les engrenages coniques, par M. *E. Dubosc*, p. 181.
Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Moteurs thermiques, p. 187.
Ouvrages récemment parus, p. 151 et 172.

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

TÉLÉPHONE 819.38

1904

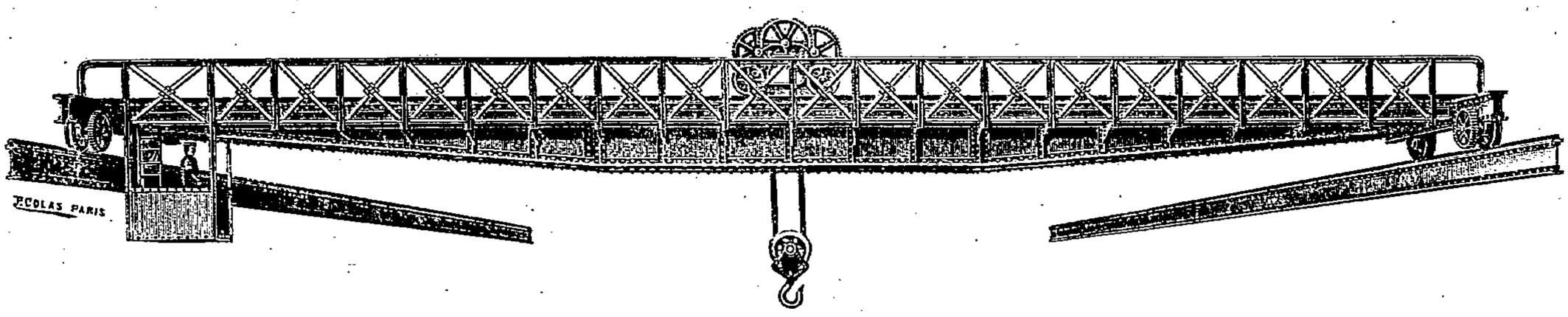
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

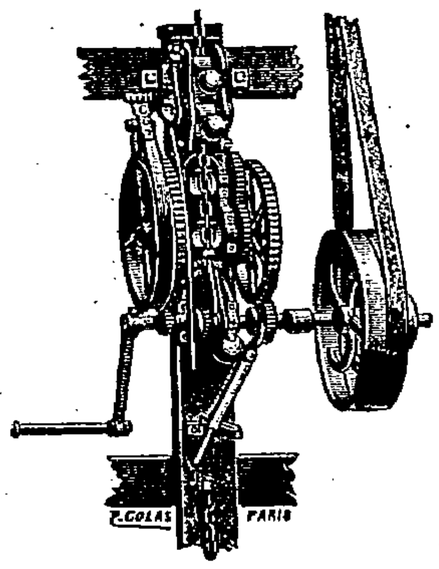
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16





PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

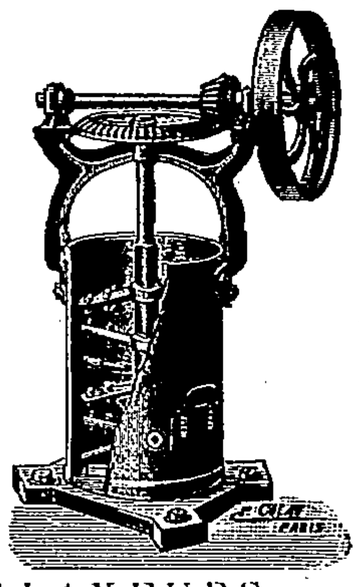
de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs



TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.

Télégramme : BALATA-PARIS

La seule véritable

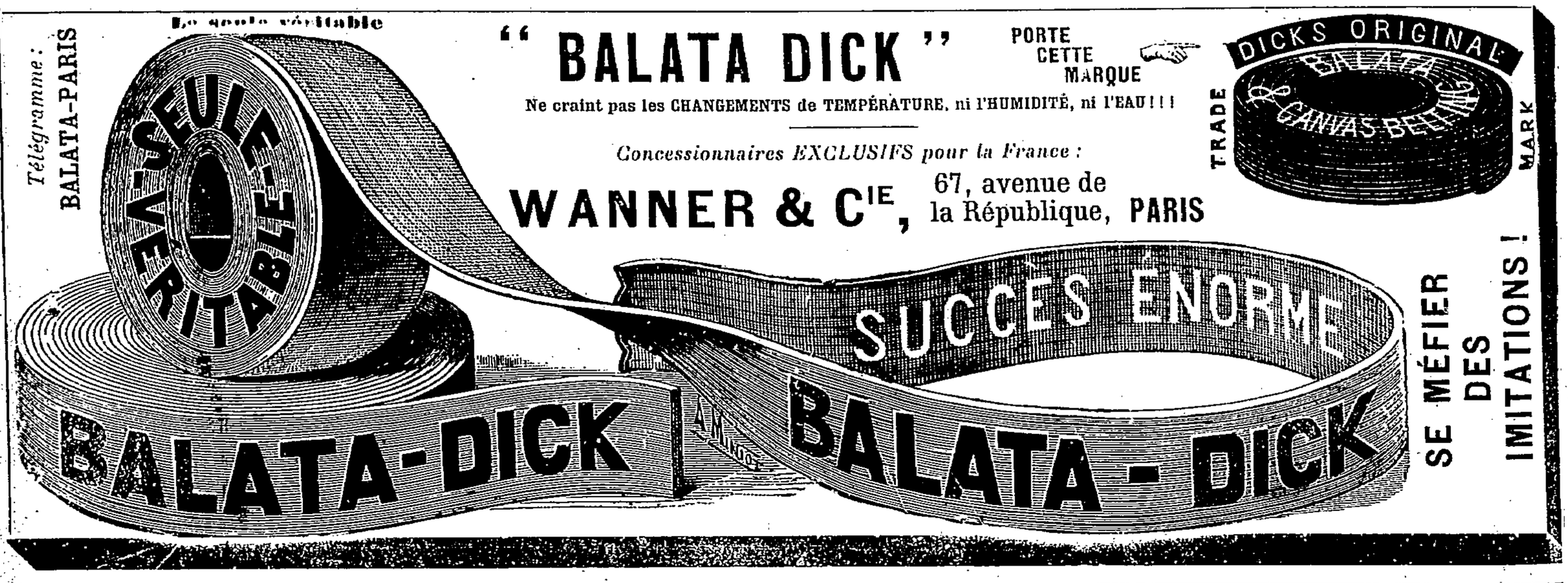
" BALATA DICK "

PORTE CETTE MARQUE

Ne craint pas les CHANGEMENTS de TEMPÉRATURE, ni l'HUMIDITÉ, ni l'EAU ! ! !

Concessionnaires EXCLUSIFS pour la France :

WANNER & Cie, 67, avenue de la République, PARIS

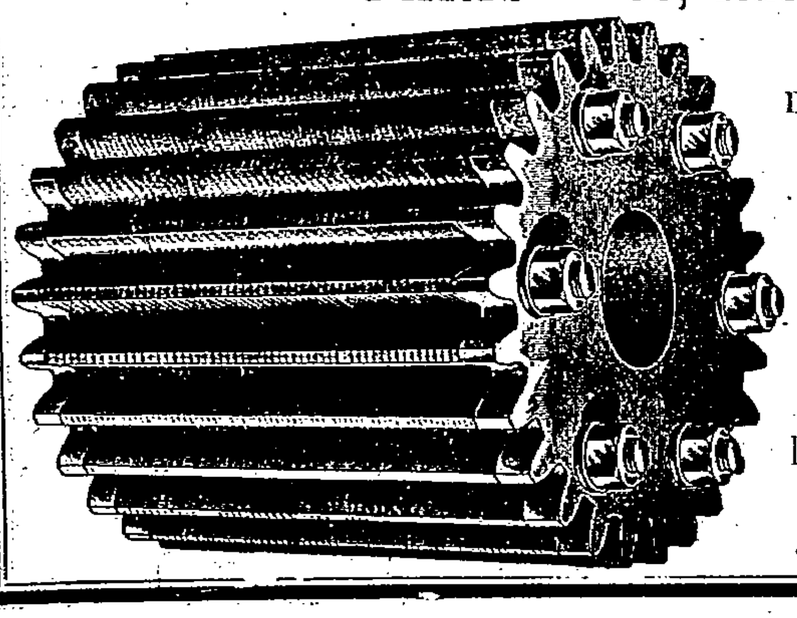


SE MÉFIER DES IMITATIONS !

Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-50.

Tome XIV. — N° 3. REVUE MENSUELLE 31 Mars 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRÜLL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'Ecole centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

126
1904

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 31 MARS 1904

Étude sur le moulage mécanique, par P. Avaurieu, professeur à l'École nationale d'Arts et Métiers de Lille, p. 209.

Théorie générale du mouvement varié de l'eau dans les tuyaux de conduite, par M. Allievi (*suite*), p. 230.

Chronique (G. R.). Machine de *Rice* et de *Gleason* à tailler les pignons, p. 260 ; Indicateur de vitesse *Luc Denis*, p. 268.

Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Moteurs thermiques, p. 275.

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

TÉLÉPHONE 819.38

1904

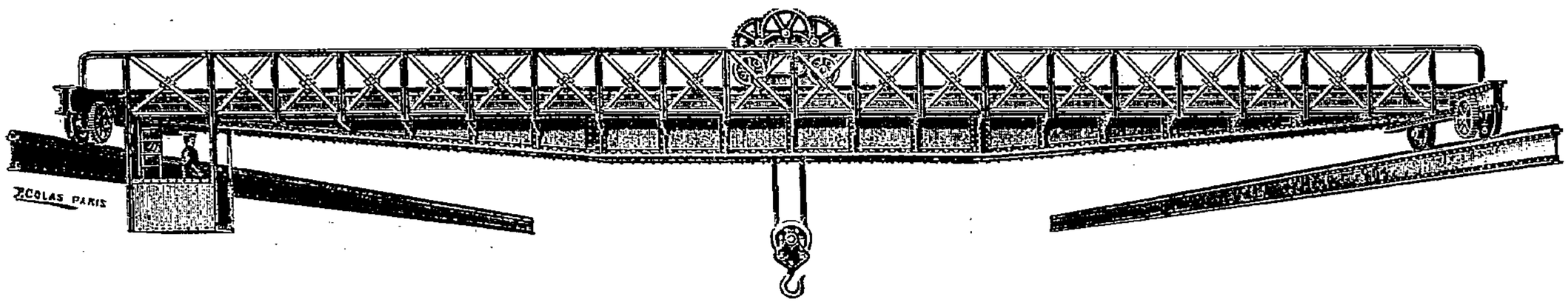
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

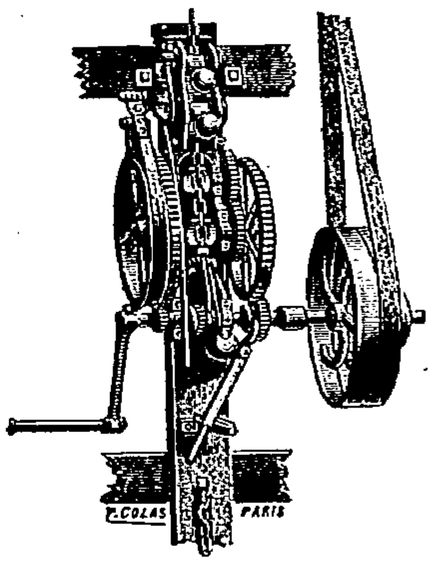
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16



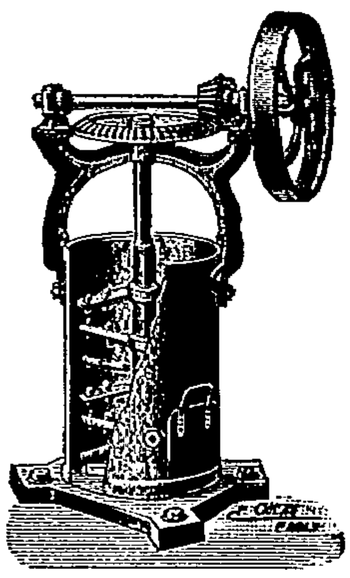


PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

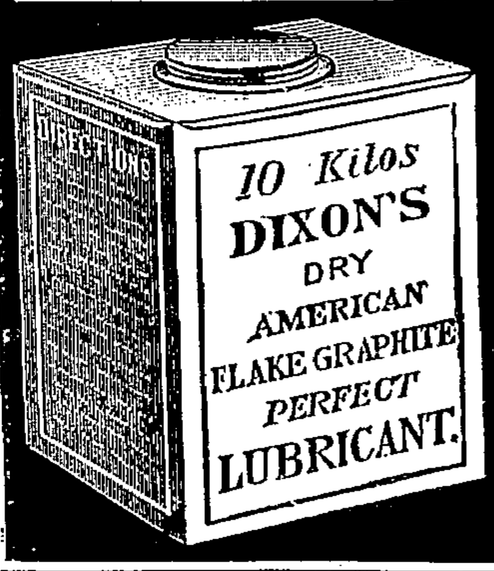


CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs

TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.

Prospectus et Echantillons franco sur demande



Pouvoir lubrifiant unique

AVEC

GRAPHITE enflocons „DIXON" GRAPHITE enflocons

Seuls

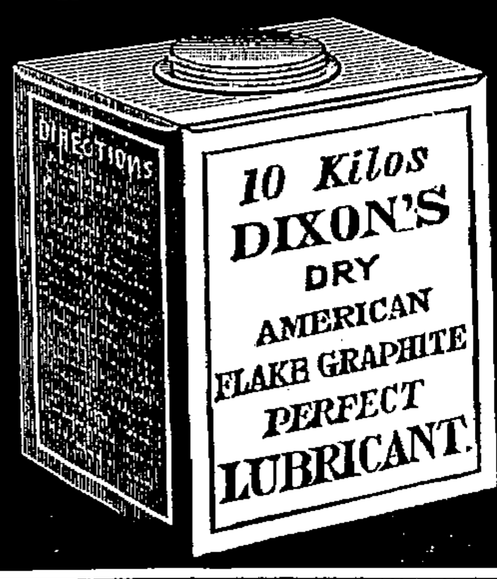
concessionnaires

des Produits des Usines Américaines

Dixon à Ticonderoga E.U.

WANNER & Cie 67, Avenue de la République PARIS

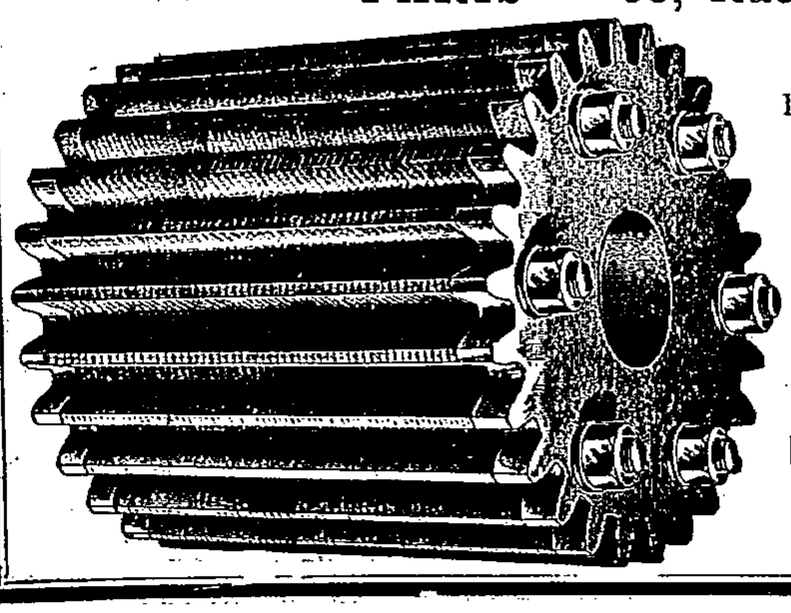
Prospectus et Echantillons franco sur demande



Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-80.

Tome XIV. — N° 4. REVUE MENSUELLE 30 Avril 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C. ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRULL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'École centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'École des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

136
1904

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 30 AVRIL 1904

Conditions de résistance des pistons des machines à vapeur, par M. C. Codron, professeur à l'Institut industriel du Nord de la France (*suite*), p. 317.

Procédé et machines au jet de sable, par M. G. Franche (*suite*), p. 341.

Chronique (G. R). Mouvement des gaz dans les tuyaux, emploi des jauges pour sa détermination, d'après M. *Richard Threlfall*, F. R. S., p. 362 ; Turbines à vapeur, p. 368 ; Mécanisme à force vive de M. *L.-M. Denis*, p. 376.

Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Moteurs thermiques. — Chaudières, p. 380.

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

TÉLÉPHONE 819.38

1904

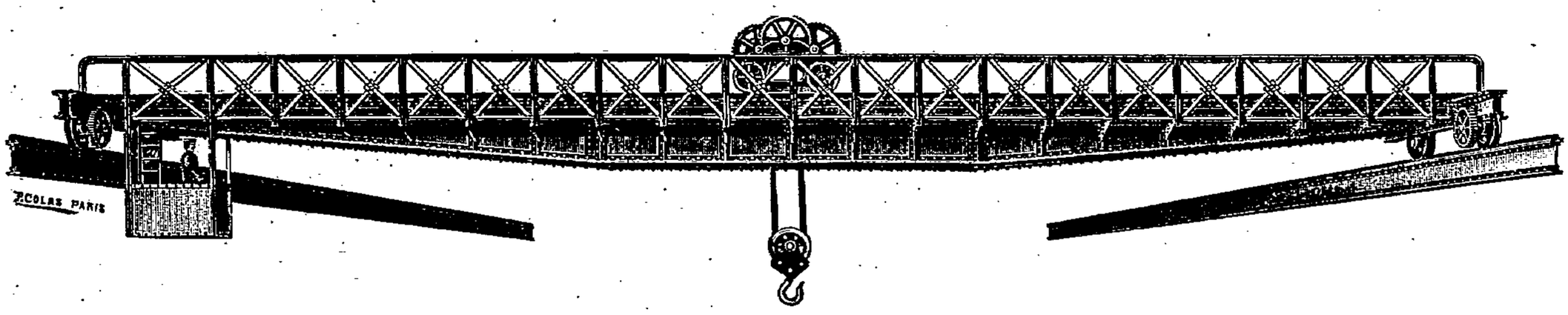
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

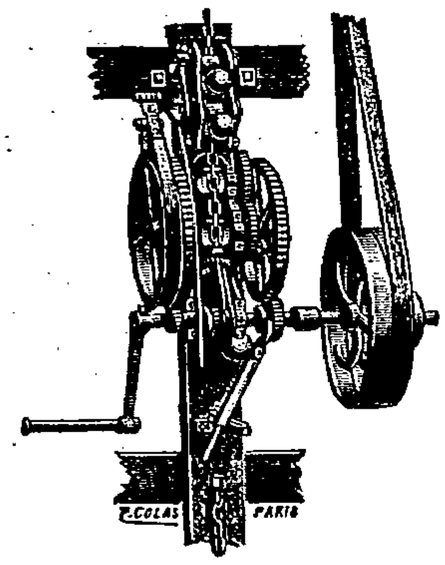
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16





PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

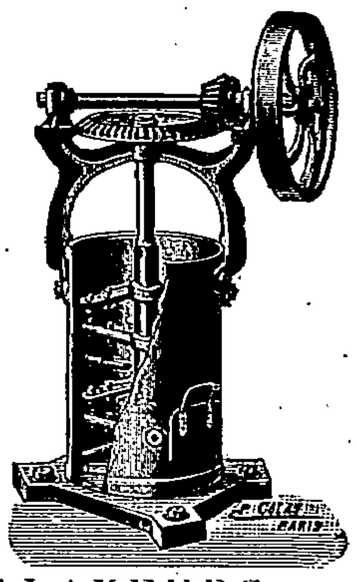
de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

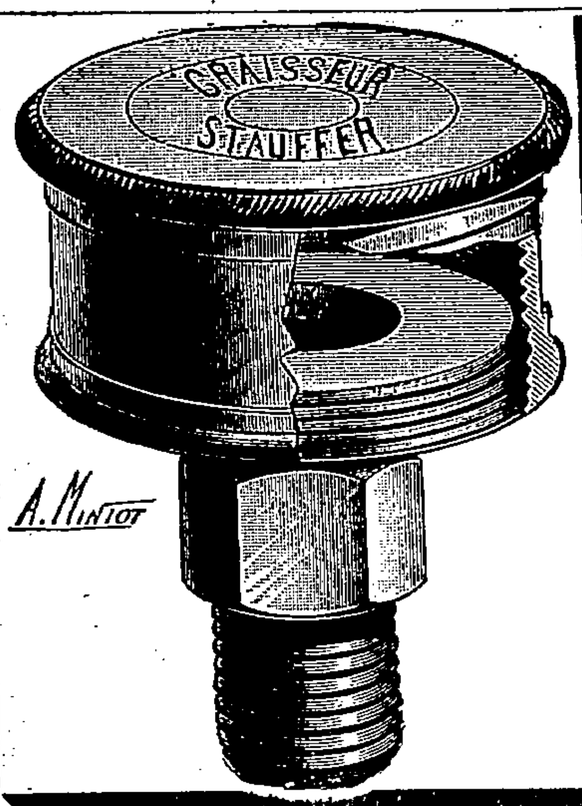
à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs



TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.



GRAISSEUR "STAUFFER"

Application universelle. — Économie 90 °/o. — Propreté.

GRAISSES CONSISTANTES

GRAISSEURS **"AUTOMATE"**

SYSTÈME WANNER ET SYSTÈME BLANC

COMPTE-GOUTTES PERFECTIONNÉ

à débit visible et réglable à volonté

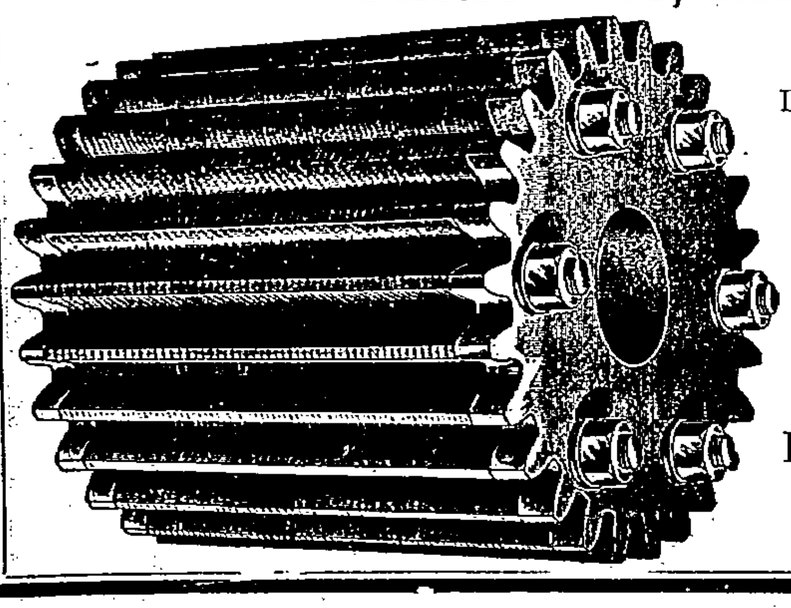
EXIGER LA MARQUE

WANNER & Co 67, Avenue de la République **PARIS** (XI)

Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-80.

Tome XIV. — N° 5. REVUE MENSUELLE 31 Mai 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C. ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRÜLL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'École centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'École des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

214
1904

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 31 MAI 1904

Sur la réversibilité des turbo-machines hydrauliques, par M. Platon Yankowski, professeur à l'Institut des ingénieurs des voies de communication à Saint-Pétersbourg, p. 417.

Étude sur le moulage mécanique, par P. Avaurieu, professeur à l'École nationale d'Arts et Métiers de Lille (*suite*), p. 451.

Sur les roulements à billes, par M. L. Lecornu, p. 465.

Chronique (G. R.). Recherches sur les dimensions à donner aux canaux de distribution des machines à vapeur, d'après M. *F. Guthermuth*, p. 469 ; Turbines à vapeur, p. 482.

Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Chemins de fer. — Hydraulique, p. 493.

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

TÉLÉPHONE 819.38

1904

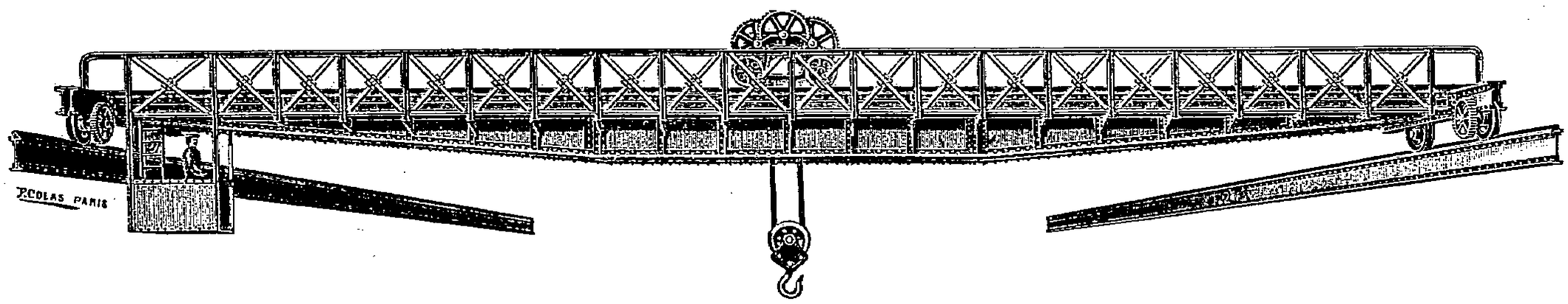
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

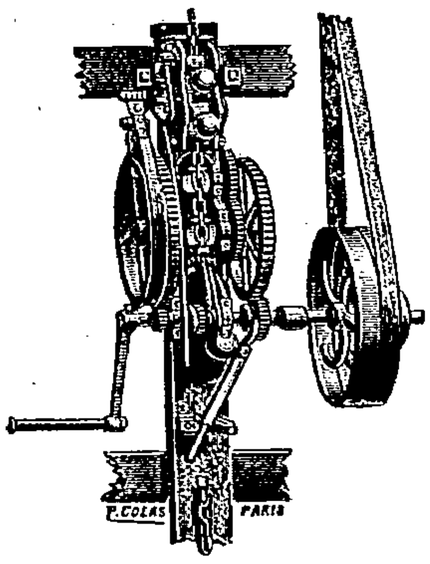
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16





PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

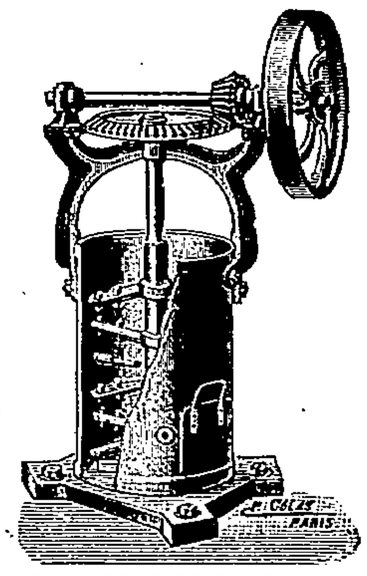
de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs



TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.

Télégramme : BALATA-PARIS

La seule véritable

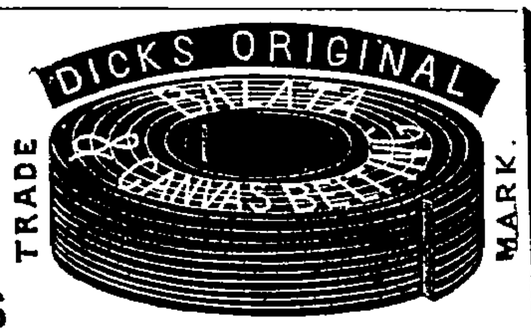
" BALATA DICK "

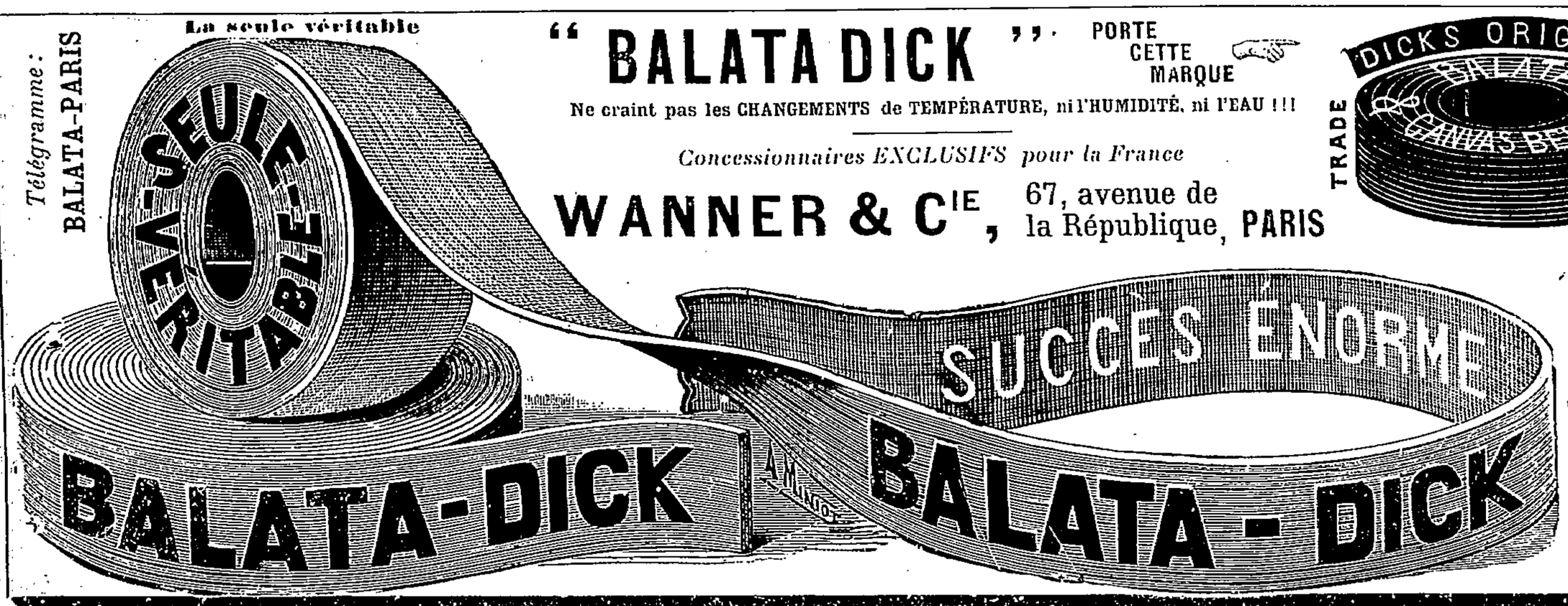
PORTE CETTE MARQUE

Ne craint pas les CHANGEMENTS de TEMPÉRATURE, ni l'HUMIDITÉ, ni l'EAU !!!

Concessionnaires EXCLUSIFS pour la France

WANNER & Cie, 67, avenue de la République, PARIS



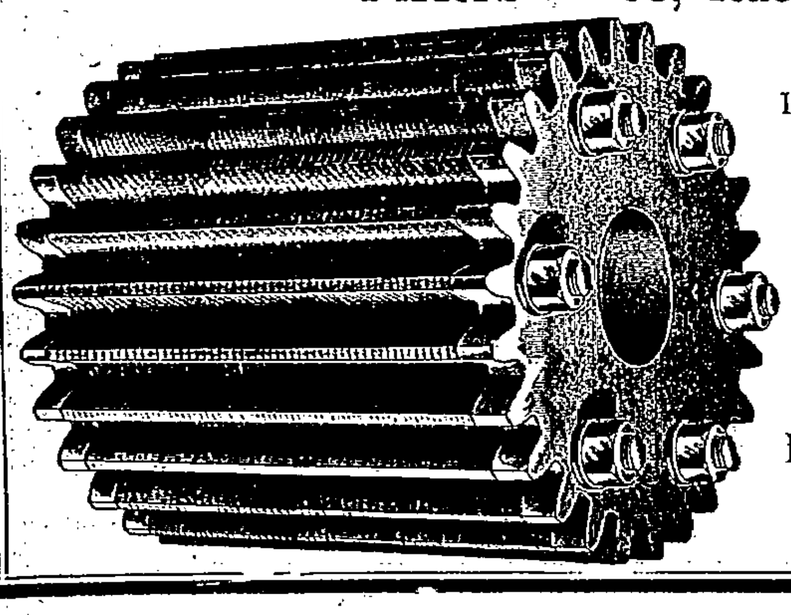


SE MÉFIER DES IMITATIONS !

Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898.
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-50.

DÉPOT LÉGAL SAÔNE & LOIRE N° 310 1904

Tome XIV. — N° 6. REVUE MENSUELLE 30 Juin 1904.

REVUE DE MÉCANIQUE

Publiée sous le Patronage et la Direction technique d'un Comité de Rédaction

COMPOSÉ DE MM.

HATON DE LA GOUPILLIÈRE, G. O. ✻, Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines, *Président*

BARBET, ✻, ingénieur des arts et manufactures.

BIENAYMÉ, C. ✻, inspecteur général du génie maritime, correspondant de l'Institut.

BOURDON (Edouard), O. ✻, constructeur mécanicien, ancien président de la chambre syndicale des mécaniciens.

BRÜLL, ✻, ingénieur, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ancien président de la Société des Ingénieurs civils.

COLLIGNON (Ed.), O ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

FLAMANT, O. ✻, inspecteur général des ponts et chaussées.

IMBS, ✻, professeur au Conservatoire des arts et métiers et à l'École centrale des arts et manufactures.

LINDER, C. ✻, inspecteur général des mines.

ROZÉ, ✻, répétiteur d'astronomie et conservateur des collections de mécanique à l'École polytechnique.

SAUVAGE, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'Ecole supérieure des mines et au Conservatoire national des arts et métiers.

WALCKENAER, O. ✻, ingénieur en chef des mines, professeur à l'École des ponts et chaussées.

RATEAU, ingénieur des Mines, professeur à l'École supérieure des Mines.

Secrétaire de la Rédaction : **GUSTAVE RICHARD**, ✻, 44, rue de Rennes.

ABONNEMENT ANNUEL : PARIS ET DÉPARTEMENTS, **36** FR. ; ÉTRANGER, **40** FR.

SOMMAIRE DU NUMÉRO DU 30 JUIN 1904

Sur les phénomènes de la combustion dans les moteurs fixes à alcool, par M. Sorel (*suite*), p. 521.

Procédés et machines au jet de sable, par M. C. Franche (*suite*), p. 549.

Chronique (G. R.). Machine à tailler les roues coniques de M. *Nardin*, p. 573 ; Les turbines à vapeur, p. 577.

Littérature des périodiques et brevets (G. R.). Hydraulique. — Appareils de levage, p. 593.

Ouvrages récemment parus, p. 572 et 631.

Table des matières (p. 633) **et des noms** (p. 635) **du 1er semestre de l'année 1904.**

PARIS. VI
Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR
49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

TÉLÉPHONE 819.38

1904

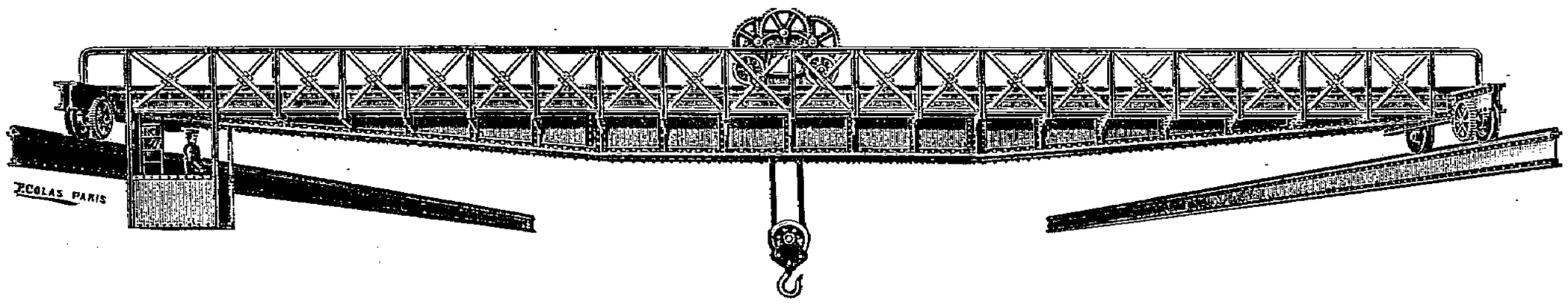
Pour la Publicité, s'adresser à la Librairie Vve Ch. Dunod

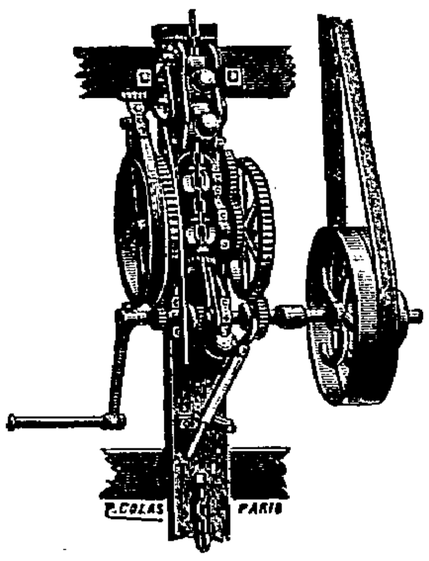
Société de Construction et de Location d'Appareils de Levage

et de MATÉRIEL de TRAVAUX PUBLICS

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS VEUVE BERNIER & Cie

62, Rue Vitruve, PARIS (20e arrondt) — ci-devant : 12 et 14, Rue Corbeau — TÉLÉPHONE 911-16





PONTS-ROULANTS, GRUES, MONTE-CHARGES

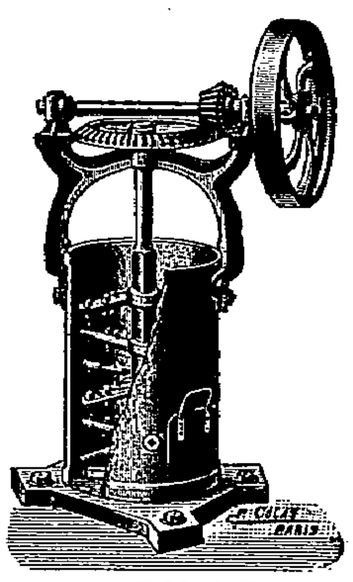
de tous systèmes et de toutes puissances

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

à Grandes vitesses et à Rendement mécanique supérieur

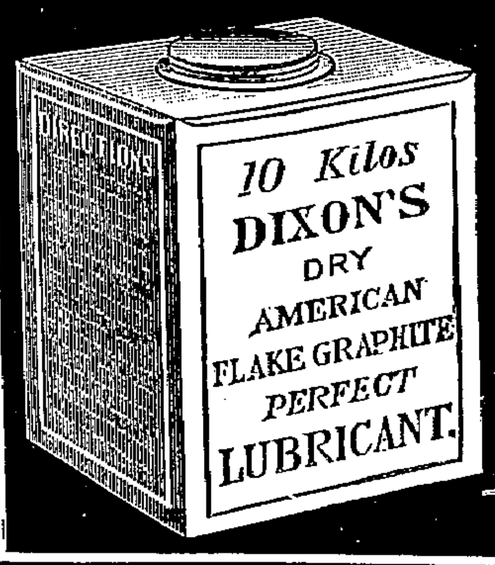
CONSTRUCTION & LOCATION

de tout Matériel d'Entrepreneurs



TREUILS, LOCOMOBILES, CHAINES, CABESTANS, CRICS, PALANS, MALAXEURS, BÉTONNIÈRES, ETC.

Prospectus et Echantillons franco sur demande



Pouvoir lubrifiant unique

AVEC

GRAPHITE enflocons „**DIXON**" GRAPHITE enflocons

Seuls

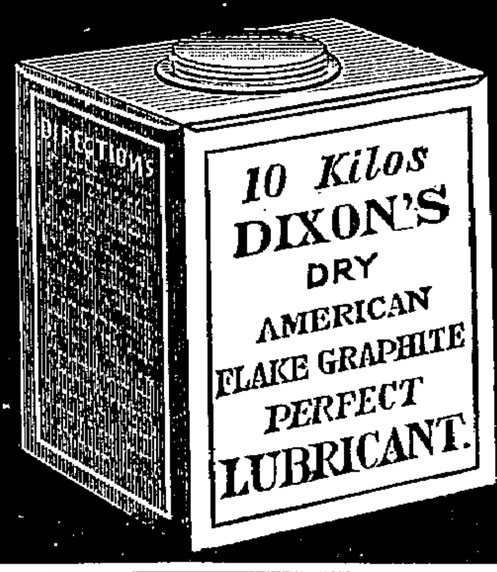
concessionnaires

des Produits des Usines Américaines

Dixon à Ticonderoga E.U.

WANNER & Cie 67, Avenue de la République **PARIS**

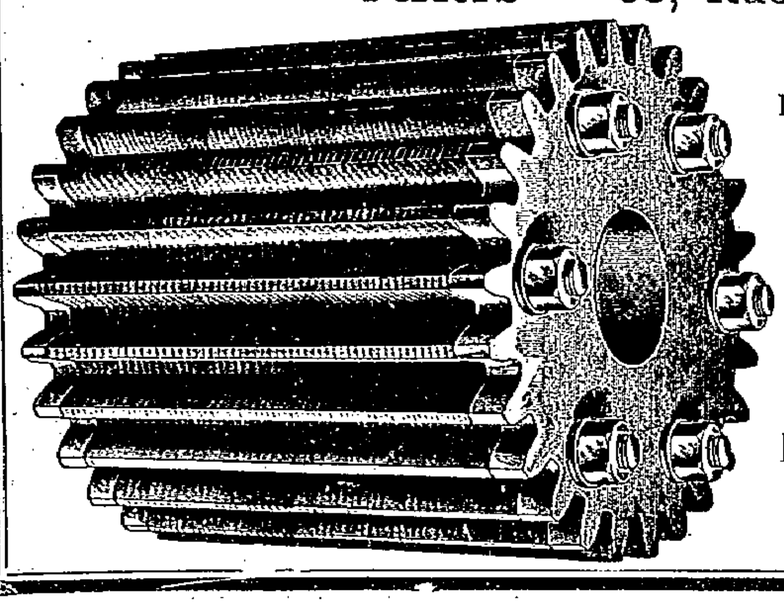
Prospectus et Echantillons franco sur demande



Marcel LEJEUNE, Constructeur, breveté S. G. D. G.

PARIS — 93, Rue d'Angoulême, Impasse du Moulin-Joly, 1 — PARIS

Anciennement, 13, boulevard de Belleville.



DIPLÔME D'HONNEUR, Exposition de BERLIN 1897. — MÉDAILLE DE BRONZE, Exposition de PARIS 1898.
MÉDAILLE D'ARGENT, Exposition de PARIS 1900.
MÉDAILLE DE VERMEIL, Exposition Internationale de LILLE 1902.

TAILLAGE et FOURNITURES D'ENGRENAGES EN TOUS GENRES

ROUES ET VIS SANS FIN — FRAISES A PROFIL CONSTANT

MACHINES A AFFUTER LES FRAISES BREVETÉES S. G. D. G.

CÉMENTATION TOUS LES JOURS

RECTIFICATION. — TRAVAUX SUR PLANS DIFFÉRENTIELS. — CHANGEMENT DE VITESSE.

Usinage complet de toutes pièces pour automobiles.

TÉLÉPHONE 416-50.